



Universidad  
Carlos III de Madrid

TRABAJO FIN DE GRADO

INGENIERÍA EN TECNOLOGÍAS INDUSTRIALES

# Estudio de la Interacción Carril- Bogie V

---

**AUTOR:** Ignacio Álvarez Foronda

**DIRECTOR:** Dr. Juan Carlos García Prada

Leganés, 2017



## Agradecimientos

---

En primer lugar quería mostrar mi agradecimiento a Juan Carlos García Prada, por su dedicación, ayuda y todo lo que me ha enseñado y transmitido durante la realización de este proyecto fin de carrera. Así como, a Alejandro Bustos Caballero, quien se ha mostrado siempre dispuesto a prestarme ayuda en todo cuanto he necesitado en relación con los distintos programas informáticos utilizados.

A todos mis compañeros y a mis amigos con quienes he vivido durante estos cuatro años de carrera momentos inolvidables.

Para finalizar, me gustaría mostrar un especial agradecimiento a mis padres y mis hermanos por todo su apoyo, ayuda y comprensión durante estos años, sin ellos no hubiera sido posible.

### Resumen

---

El presente proyecto está ambientado en el sector de la ingeniería ferroviaria, focalizado particularmente en el estudio y análisis dinámico de la influencia de defectos presentes en el eje delantero del material rodante, particularmente, de un Bogie utilizado para el transporte de mercancías, el Bogie Y21.

Dicho estudio se realizará, mediante el análisis de los distintos modos de vibración con sus frecuencias naturales -obtenidos ambos mediante un análisis modal; sus diferentes diagramas de Bode; y la evolución en el tiempo de las distintas aceleraciones experimentadas en las cajas de grasa localizadas a ambos extremos del eje dañado.

Los análisis de bode, modales y transitorios serán proporcionados por el Software PTC CREO, cuyo método de resolución es el método de *“los elementos finitos”*, para ello, primero se creará el modelo, posteriormente se le aplicarán las fuerzas experimentadas, y finalmente, se ejecutarán los análisis requeridos.

Con los valores proporcionados de los análisis anteriormente comentados, se realizará una comparativa entre un Bogie sin defecto alguno, el “normal”, uno con una grieta de profundidad del 10% del valor del radio del eje, otro con una grieta del 20%, otro con una del 50% y otro con una grieta de profundidad igual al radio del eje.

### Palabras claves

---

Bogie Y21, Análisis transitorio, Análisis Modal, Creo Simulate, elementos finitos, defectos en el eje.



### Abstract

---

The present project is set in the railway engineering sector, specifically focused on the study and dynamic analysis of the influence of defects present on the front Shaft of the Bogie, in particular, a Bogie used for the transport of goods, the Bogie Y21.

This study will be made, by means of the analysis of the different vibration modes with their characteristic frequencies - obtained both with a modal analysis; Their different Bode diagrams; And the evolution in time of the different accelerations in the grease boxes located at both ends of the damaged shaft.

The bode, modal and dynamic analyzes will be provided by the PTC CREO Software, whose resolution method is the "finite elements" method. To do this, first the model will be created, then the suffered efforts will be applied, The required analyzes will be performed.

With the values given in the above-mentioned analyzes, a comparison will be made between a Bogie without any defect, the "normal", one with a depth crack of 10% of the value of the radius of the axis, another with a crack of 20% One with a 50% and the other with a depth crack the radius of the axis.

### Key Words

---

Bogie Y21, Dynamic Analysis, Modal analysis, Creo Simulate, FEM, Shaft defects.



# Índice

---

1.INTRODUCCIÓN .....	2
Motivación y ámbito .....	3
Objetivos .....	5
Fases del desarrollo .....	6
Herramientas utilizadas .....	7
Estructura de la memoria .....	8
2.MATERIAL RODANTE .....	9
Coche .....	12
Bogie.....	13
Bastidor .....	14
Ruedas .....	14
Ejes .....	16
Cajas de grasa .....	17
Placas de guarda.....	18
Suspensión .....	18
Amortiguación .....	23
3.FATIGA.....	29
Fases del fallo por fatiga .....	30
Diagrama S-N.....	32
Cálculo del límite de fatiga .....	33
4.ANÁLISIS MODAL.....	40
Introducción .....	41
¿Qué es el análisis modal? .....	42
Estudios experimentales: modal testing .....	43
Aplicaciones prácticas del análisis modal .....	45
Marco físico-matemático .....	47
Análisis modal de un bogie .....	49
Transición de análisis modal a dinámico .....	50
5.INTRODUCCIÓN A PTC CREO Y METODOLOGÍA.....	52
Introducción a PTC CREO .....	53
ANÁLISIS DEL MALLADO .....	60
Metodología .....	65
6.RESULTADOS .....	100
ANÁLISIS MODALES .....	102



ANÁLISIS DE FRECUENCIA .....	113
ANÁLISIS TRANSITORIO .....	121
7.CONCLUSIONES Y FUTUROS TRABAJOS .....	137
Conclusiones: .....	138
Trabajos futuros .....	144
8.PRESUPUESTO .....	145
Planificación .....	146
Presupuesto .....	146
9.BIBLIOGRAFÍA .....	151
10.ANEXOS .....	154
Plano del Bogie Y21 .....	155
Análisis de frecuencia no incluidos en resultados.....	156
Análisis transitorios no incluidos en resultados .....	160
Estudio del eje solo .....	163

## ÍNDICE DE ILUSTRACIONES

Ilustración 1-1: Banco de ensayo DanobatGroup .....	9
Ilustración 2-1: Material motor tractor.....	15
Ilustración 2-2: material motor vehículo automotor .....	16
Ilustración 2-3: material motor auxiliar .....	16
Ilustración 2-4: estructura de barras utilizada en la fabricación de un coche ferroviario .....	17
Ilustración 2-5: BOGIE motor .....	18
Ilustración 2-6: bastidor de un Bogie .....	19
Ilustración 2-7: representación de ruedas ferroviarias.....	20
Ilustración 2-8: eje de un bogie.....	21
Ilustración 2-9: caja de grasa de un bogie.....	22
Ilustración 2-10: sistema de suspensión de un bogie .....	24
Ilustración 2-11: esquema de suspensión por ballestas .....	25
Ilustración 2-12: resortes helicoidales de un bogie .....	26
Ilustración 2-13: muelles de elastómeros .....	27
Ilustración 2-14: sistema de amortiguación neumático.....	28
Ilustración 2-15: esquema de fuerzas de un sistema de amortiguación por fricción .....	29
Ilustración 2-16: amortiguador hidráulico bitubo no presurizado.....	31
Ilustración 2-17: amortiguador hidráulico bitubo presurizado.....	32
Ilustración 2-18: sistema de actuación de un amortiguador de monotubo presurizado .....	33
Ilustración 3-2: diagrama S-N de ensayo de viga rotativa.....	37
Ilustración 5-10: comando de proyección de boceto de PTC CREO simulate .....	70
Ilustración 5-12: comando de partición de una superficie .....	71
Ilustración 5-14: comando de selección de muelle de PTC CREO simulate .....	72
Ilustración 5-15: constantes de rigidez del muelle .....	72
Ilustración 5-16: comando de selección de unión weighted link.....	73
Ilustración 5-17: unión rueda- carril.....	73
Ilustración 5-18: características técnicas del muelle que une el eje y la caja de grasa .....	74
Ilustración 5-19: rueda funal tras la aplicación de muelles y uniones .....	75
Ilustración 5-20: caja de grasa final tras la aplicación de muelles y uniones.....	75
Ilustración 5-23: resultado final del conjunto bastidor- cajas de grasas tras aplicar las distintas uniones .....	77
Ilustración 5-25: imagen 1 de resultado final del bogie simulado en PTC .....	79
Ilustración 5-26: imagen 2 de resultado final del bogie simulado en PTC .....	79
Ilustración 5-27: boceto generador de grieta .....	80
Ilustración 5-28: comandos de medidas y forma de vaciado.....	81
Ilustración 5-30: imagen en planta del bogie final, y su dirección de avance.....	82
Ilustración 5-31: características técnicas de los muelles que simulan ambos carriles .....	83
Ilustración 5-33: Bogie con la fuerza aplicada .....	84
Ilustración 5-34: propiedades físicas del acero empleado .....	85
Ilustración 5-37: parámetros que se van a medir .....	87
Ilustración 5-38: bogie tras la aplicación de los distintos sensores .....	89

Ilustración 5-39: características y representación del mallado .....	90
Ilustración 5-40: comprobación de requisitos en mallado de grieta .....	91
Ilustración 5-42: comando de selección de análisis modal .....	92
Ilustración 5-43: característica del análisis modal aplicado .....	93
Ilustración 5-44: resultados de análisis modal del caso sin defecto .....	94
Ilustración 5-45: características de presentación de resultados del análisis modal .....	95
Ilustración 5-46: representación gráfica de resultados de análisis modal del caso de una grieta del 50 % .....	95
Ilustración 5-47: comando de selección de análisis de frecuencia .....	96
Ilustración 5-48: comando de selección de análisis transitorio .....	97
Ilustración 5-49: características del análisis transitorio .....	98
Ilustración 5-50: comandos de creación o importación de tabla desde el excel a PTC CREO ....	99
Ilustración 5-51: impulso introducido al bogie .....	100
Ilustración 5-52: mensaje mostrado tras la introducción de tabla .....	102
Ilustración 6-1-1: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 1 en función de los distintos defectos .....	106
Ilustración 6-1-2: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 2 en función de los distintos defectos .....	106
Ilustración 6-1-3: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 3 en función de los distintos defectos .....	106
Ilustración 6-1-4: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 4 en función de los distintos defectos .....	106
Ilustración 6-1-5: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 5 en función de los distintos defectos .....	107
Ilustración 6-1-6: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 6 en función de los distintos defectos .....	107
Ilustración 6-1-7: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 7 en función de los distintos defectos .....	107
Ilustración 6-1-8: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 8 en función de los distintos defectos .....	107
Ilustración 6-1-9: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 9 en función de los distintos defectos .....	108
Ilustración 6-1-10: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 10 en función de los distintos defectos .....	108
Ilustración 6-1-11: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 11 en función de los distintos defectos .....	108
Ilustración 6-1-12: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 12 en función de los distintos defectos .....	108
Ilustración 6-1-13: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 13 en función de los distintos defectos .....	109
Ilustración 6-1-14: curva de incrementos acumulados de la transición del caso sin defecto al de 10% .....	110

Ilustración 6-1-15: curva de incrementos acumulados de la transición del caso con un defecto del 10 al 20 % .....	110
Ilustración 6-1-16: curva del incremento acumulado de la transición de un defecto del 20 al 50%.....	111
Ilustración 6-1-17: curva del incremento acumulado de la transición de un defecto del 50 al 100%.....	111
Ilustración 6-1-18: imágenes de la distribución de tensiones de los distintos modos de vibración en el bogie .....	113
Ilustración 6-1-19: imágenes de la distribución de desplazamiento de los distintos modos de vibración en el bogie .....	115
Ilustración 6-3-29 :resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso con defecto del 10 % en caja de grasa 2 .....	137
Ilustración 6-3-30:resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso con defecto del 20 % en caja de grasa 2 .....	137
Ilustración 6-3-31:resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso con defecto del 50 % en caja de grasa 2 .....	138
Ilustración 6-3-32:resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso con defecto del 100 % en caja de grasa 2 .....	138
Ilustración 6-2-5:gráficas de análisis de frecuencia del caso con un defecto del 10% del radio del eje.....	143

## ÍNDICE DE TABLAS

---

Tabla 5-1: características de la malla en función del método de resolución .....	61
Tabla 5-2: características de la malla en función del grado de refinamiento .....	62
Tabla 5-3: tiempos totales de la malla en función de la zona de refinamiento de la malla .....	62
Tabla 5-4: características del mallado en función del tipo de elemento...	63
Tabla 6-1: frecuencias naturales de modos de vibración .....	102
Tabla 8-1: costes del personal .....	148
Tabla 8-2: costes de equipo.....	149
Tabla 8-3: otros costes directos .....	149
Tabla 8-4: resumen del presupuesto total .....	150



# Capítulo 1

## INTRODUCCIÓN

### Motivación y ámbito

El ferrocarril es uno de los medios de transporte más importantes, tanto en el transporte de personas como de mercancías. Algunas de las principales ventajas que presenta este tipo de transporte frente a otros son: su gran capacidad de carga, bajos costes como consecuencia de un reducido consumo de energía, su flexibilidad de mercancía transportada, baja contaminación, así como seguridad y comodidad. [1]

España es una de las potencias mundiales en este sector, principalmente en la alta velocidad, contando con empresas innovadoras y líderes del mercado, como por ejemplo, Talgo o CAF, así como, siendo el segundo país del mundo con más kilómetros de alta velocidad, con 3100 km, solo por detrás de China que tiene 19369 Km.

Analizando la tendencia de los últimos 25 años del ferrocarril, se puede observar como la gran mayoría de líneas de investigación, tienen como objetivo el aumento de la velocidad de circulación, consiguiendo llegar a los 350 km/h, punto en el que se ha parado como consecuencia de la dificultad de observar la señalización. Por otra parte, la otra gran rama de la investigación que ha ido históricamente asociada a este sector, es la de la seguridad, tanto global, como de cada uno de los componentes que forman el tren.

El aumento de la velocidad, se ha conseguido conjuntamente con el desarrollo de nueva tecnología, y con la realización de nuevos estudios que permiten tener un conocimiento más amplio del comportamiento de los distintos conjuntos mecánicos.

El aumento de la seguridad, se logra mediante la investigación de nuevos materiales, nuevas disposiciones de los elementos y diversos estudios que muestran cómo y por qué fallan los distintos elementos, permitiendo posteriormente, localizar y buscar solución a los problemas.

Estos avances no podrían explicarse, sin comentar previamente la evolución en el sector de la informática, en particular, la ingeniería asistida por ordenador (Computer Aided Engineering ), mediante un conjunto de softwares, se pueden hacer simulaciones y análisis de los diseños de ingeniería ejecutados en el ordenador, logrando un ahorro en los costes, como consecuencia de un mejor diseño de los prototipos.

Estos programas, además de permitir la mejora de los diseños, proporcionan unos valores estimados de los distintos análisis que se quieran realizar, mediante el método de los elementos finitos.

El método de los elementos finitos ha supuesto un avance fundamental para la investigación ingenieril. Antiguamente muchos de los problemas de ingeniería no se



podían resolver de forma exacta, como consecuencia de la difícil geometría de la que disponían, y de que se tenían que resolver mediante ecuaciones diferenciales o integrables. Actualmente, el método de los elementos finitos, subdivide el medio continuo en elementos limitados por nodos, pasando de un sistema continuo de infinitos grados de libertad a un sistema con un número determinado de grados de libertad, y permitiendo por tanto, su resolución.[2]

Una vez se han realizado los distintos estudios en el software, antes de poder implantarse en un tren comercial, se le deben realizar algunos estudios experimentales. Estos estudios se llevan a cabo en los bancos de ensayo, en los que se simulan las vías y el movimiento del material rodante mediante rodillos.

En la ilustración 1-1 se puede ver un ejemplo de banco de ensayo, concretamente, el de la marca DanobatGroup.



Ilustración 1-1: Banco de ensayo DanobatGroup

Para finalizar este apartado, un aspecto que se debe tener en cuenta, es el garantizar el cumplimiento de las respectivas normativas que intervengan concretamente en este proyecto, por ejemplo, en aquellas en la que se recogen la normalización de los distintos elementos, los tiempos y operaciones de mantenimiento, los impulsos que marcan el impacto sobre la rueda..., a pesar de que se comentarán más adelante una de las utilizadas es la norma **UNE – EN 13103**. Que establece las características estructurales que debe poder soportar el material rodante.[3]

### Objetivos

El principal objetivo de este proyecto es realizar un análisis y estudio del comportamiento dinámico de un Bogie de dos ejes destinado al transporte de mercancía, estando, el Bogie, dañado en el eje delantero mediante una grieta de profundidad variable.

Las distintas simulaciones se efectuarán mediante el software PTC CREO, en el que primero se unirán y establecerán las relaciones entre los distintos elementos del conjunto, posteriormente se le aplicaran los esfuerzos a los que está sometido, para finalmente poder realizar las simulaciones.

Para conseguir el objetivo general o principal, se deberán ir realizando una serie de operaciones parciales, que en conjunto tenga como consecuencia el cumplimiento del objetivo principal.

- Estudio de las distintas normativas a tener en cuenta durante las distintas fases de ejecución del proyecto
- Unir las distintas partes que componen el Bogie Y 21. Dado que dichas partes han sido proporcionadas por la propia universidad, proveniente de proyectos anteriores, en este trabajo simplemente se deberán unir y establecer las distintas relaciones.
- Determinar la forma de mallar más eficiente, y por tanto óptima, para el sistema con el que se va a trabajar.
- Realizar un análisis modal de los distintos casos objeto de estudio, comparándolos entre ellos y prestando una especial atención a los primeros modos de frecuencia.
- Realizar un análisis de frecuencia con el objetivo de establecer el rango de frecuencias en el que el bogie se muestra especialmente susceptible a los cambios de defectos.
- Analizar y ejecutar un análisis transitorio que permita extraer conclusiones del grado de importancia que tiene la rigidez del eje en la recuperación tras un impulso del bogie.
- Para extraer conclusiones de una forma más clara se le dará a los datos proporcionados por PTC CREO un carácter estadístico mediante "Excel".

## Fases del desarrollo

Las distintas etapas de realización de este trabajo fin de grado se pueden distribuir en dos grandes partes, y cada parte, estará a su vez dividida en varias tareas.

- Etapa de anteproyecto: en esta etapa se encuentran todas aquellas tareas que son necesarias realizar antes de entrar en la propia ejecución del trabajo, estas tareas son:
  - Documentación de proyectos, artículos y de más estudios realizados con anterioridad en relación con el tema y sector a tratar, que permitan adquirir una idea inicial y una visión global del trabajo que se va a realizar.
  - Toma de contacto y estudio del manejo del programa, PTC Creo
- Etapa de ejecución del proyecto: una vez se realiza la documentación y se aprende a manejar el software, se puede ejecutar el propio proyecto y los distintos análisis. Esta etapa está comprendida por las siguientes tareas:
  - Montaje de las distintas partes, asignándoles las distintas uniones y suspensión, y comprobando que todas las partes se corresponden con las requeridas para este proyecto, así como, la realización de las distintas grietas en los modelos finales.
  - Estudios auxiliares, es decir, estudios necesarios para la correcta realización del trabajo, tales como análisis de mallado o pruebas con impulsos diferentes.
  - Realización de los distintos análisis en los distintos casos. En esta tarea entran los análisis modales, de frecuencia y transitorios para los casos que representan cada grieta.
  - Procesamiento de datos, dándoles un valor estadístico, extrayendo tendencias, regresiones y demás acciones que faciliten la lectura de los datos y extracción de conclusiones.
  - Análisis de los resultados en función de los datos y tareas realizadas anteriormente.
  - Redacción del trabajo fin de grado.

## Herramientas utilizadas

Las distintas herramientas que han sido necesarias para la realización del TFG son las siguientes:

- Equipo utilizado:
  - Ordenador portátil Toshiba satellite p50t con procesador i7
- Programas informáticos:
  - PTC Creo 3.0
  - Excel
  - Microsoft office 2010
- Bibliografía:
  - Libros, proyecto y artículos de la biblioteca de la universidad Carlos III de Madrid.
  - Documentación encontrada en internet.

## Estructura de la memoria

La memoria del proyecto está organizada siguiendo la estructura indicada a continuación:

- Hay una primera parte en la que se encuentra todo lo relativo a agradecimientos, resumen y organización de la memoria. Posteriormente, se estructura siguiendo una serie de capítulos.
- *Capítulo 1 “motivación y ámbito” y “objetivos”*: en este capítulo se hará una breve introducción sobre el sector en el que se desarrolla el trabajo, así como, de los objetivos y medios para conseguirlos.
- *Capítulo 2 material rodante*: en este apartado se realizará una introducción explicando cada uno de los componentes que conforman o podrían conformar el Bogie Y21.
- *Capítulo 3 Fatiga*: se explicará el fenómeno de fatiga, por qué surge, como se realizan los cálculos, sus aspectos teóricos y formas de propagación de la grieta. Este apartado se consideró que era necesario introducirlo, ya que es la consecuencia de la aparición de grietas en el eje.
- *Capítulo 4 análisis modal*: se explicará brevemente en que consiste un análisis modal, qué mide y sus fundamentos teóricos.
- *Capítulo 5 Introducción a PTC Creo y metodología*: en este apartado, inicialmente se hará una introducción sobre lo que es PTC, los distintos análisis que puede realizar y los distintos elementos que permiten la simulación, tales como los tipos de uniones. Posteriormente, se irá explicando cómo se han ido realizando las distintas tareas para la unión y simulación.
- *Capítulo 6 Resultados*: se expondrán los distintos resultados proporcionados por PTC Creo.
- *Capítulo 7 conclusiones y futuros trabajos*
- *Capítulo 8 presupuesto*: se desglosará el presupuesto total, explicando las distintas partidas presupuestarias.
- *Capítulo 9 Bibliografía empleada*
- *Capítulo 10 Anexos necesarios*.



# Capítulo 2

## MATERIAL RODANTE

Material rodante, es la denominación que recibe todos aquellos conjuntos mecánicos, dotados de ruedas, que son capaces de circular por las vías ferroviarias.

En función de su funcionalidad y de sus componentes, los distintos materiales rodantes se pueden clasificar en:

- Material motor: disponen de un motor que será el encargado de proporcionar la fuerza de tracción destinada a mover al propio vehículo, y/o en algunos casos, remolcar a vehículos que no dispongan de motor. Dentro de este tipo se pueden diferenciar:
  - Material tractor: la funcionalidad de este tipo es la del remolcado de otros materiales rodantes desprovistos de motor, por este motivo, no se les permite transportar carga útil en su caja, solo remolcada. Uno de los vehículos que se clasifican en este tipo es una locomotora cualquiera.



Ilustración 2-2: Material motor tractor

- Vehículo automotor: su función principal es la de transportar su propio material rodante y como consecuencia de esto, también la caja asociada al mismo. No obstante, eventualmente también se pueden utilizar para el remolque de otros materiales rodantes. Un claro ejemplo de este tipo son los coches del metro.



Ilustración 2-3: material motor vehículo automotor

- Material auxiliar: vehículos destinados a prestar toda clase de servicios necesarios para los materiales tractores y los vehículos automotores.



Ilustración 2-4: material motor auxiliar

- Material remolcado: es el tipo de material rodante en el que para experimentar un desplazamiento necesita ser conectado o remolcado a otro vehículo con motor, dentro de esta familia, encontramos los siguientes tipos:
  - Coche: tipo de material rodante ferroviario que sirve para el transporte de personas.



- Furgón: su funcionalidad está orientada al transporte de equipajes.
- Vagón: se utilizan para el transporte de animales o cosas.
- Material auxiliar: en este tipo, a diferencia de en los motores, sirven para prestar servicios auxiliares relacionados con la explotación de la vía.

## Coche

Son las cajas en las que se transporta a las personas, animales, equipaje o cosas, están fabricados de acero al carbono o aluminio- siendo el aluminio mucho más ligero- o en el caso de que los trenes tengan que cumplir unos requisitos más exigentes en cuanto a la corrosión, se fabrican de acero inoxidable, esto suele ocurrir en trenes que deben circular por ambientes especialmente agresivos desde el punto de vista de la corrosión.

Estas cajas pueden estar formadas o bien por una carrocería unida solidariamente a un bastidor, o bien por una estructura autoportante, siendo esta última la más frecuentes en la actualidad.

Tanto los materiales como los requerimientos estructurales, son elementos que están normalizados, por lo que en el diseño de los trenes, se deberá seleccionar el caso del que se trate y cumplir con las indicaciones de la norma “Railway applications- structural requirements of railway vehicle body” o bien la norma ORE B12/RP17.

Para la fabricación de los mismos, primero se crea una estructura de barras dispuestas tanto longitudinalmente como transversalmente, para posteriormente ser cubierta con una serie de láminas de distintos materiales, como por ejemplo fibra de carbono.[4]



Ilustración 2-5: estructura de barras utilizada en la fabricación de un coche ferroviario

### Bogie

Un bogie es un conjunto mecánico de rodadura, que contiene dos o tres ejes y que va unido a un vehículo ferroviario, bien sea un coche, vagón, furgón, locomotora o un vehículo auto portante.

Al igual que los materiales rodantes ferroviarios en general, los bogies se pueden clasificar en:

- Bogie motor: disponen de un motor, y son los que unidos a un coche, forman los materiales rodantes motores. Dentro de los Bogies motores, se pueden distinguir entre los que son de tracción eléctrica y los que son de tracción por motores diésel. En la actualidad, aproximadamente el 50% de los trenes de todo el mundo son de tracción por diésel.

Dentro de los de tracción eléctrica, se pueden distinguir los de corriente continua – en España los convencionales de RENFE- y los de corriente alterna – en España el RENFE 252 y los destinados a la AVE-.

- Bogie remolcados: no disponen de motor, solo pueden ser movidos como consecuencia de que el coche al que están unidos, esté a su vez unido a un coche que se mueva, bien por sí mismo, o bien porque este unido a un material rodante ferroviario motor.

Un bogie está formado por las partes indicadas en la figura 2-5 las cuales se irán explicando posteriormente.

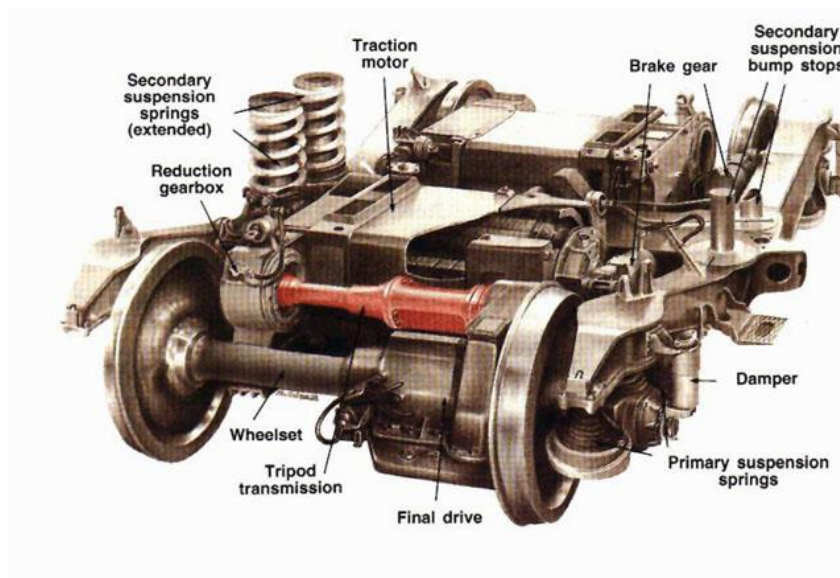


Ilustración 2-6: BOGIE motor

### Bastidor

Estructura metálica que constituye el “esqueleto” del Bogie, suele estar formada por acero soldado. Las distintas normativas, establecen unos requerimientos muy restrictivos, como por ejemplo, se debe evitar las situaciones que puedan desembocar en la fatiga del material generando grietas, así como, se debe diseñar de tal forma, que requiera el mínimo mantenimiento posible, reduciéndose todas las actividades de mantenimiento en operaciones de limpieza y repintado. Por otra parte, se deben evitar situaciones que puedan dañar las características estructurales y mecánicas del conjunto, actividades como, dañar las uniones soldadas por algún golpe, uniones imprecisas consecuencia de soldaduras sin homogeneización térmica, etc.

Las exigentes demandas provocan la necesidad de un exhaustivo control de los procesos de fabricación, tanto de las uniones mediante soldadura, como de los distintos conformados de las chapas y palastros.



Ilustración 2-7: bastidor de un Bogie

### Ruedas

En las ruedas ferroviarias se pueden distinguir dos partes:

- Centro de la rueda: no sufre desgaste, por lo que no es necesario cambiarla en el transcurso de su vida útil. Actualmente, se trata de ruedas enterizas, es decir, se fabrican como una sola pieza en la que se encuentran la llanta y el centro de acero moldeado o fundición.

En función del tipo de centro, se distinguen dos modelos de ruedas, las de centro recto y las de centro ondulado, las últimas son ruedas de mayor flexibilidad, por lo que son más adecuadas.

Esta parte de la rueda, el centro, debe soportar grandes esfuerzos tanto de la carga vertical – el peso del vehículo- , como de la presión lateral que surge cuando las pestañas entran en contacto con las vías; otros de los esfuerzos a los que está sometidas son los grandes cambios de temperatura, los desniveles de vías, etc.

- Llanta: es la parte del perfil de rodadura de la rueda, es la que está en contacto con las vías, y como consecuencia de la resistencia de rodadura y de los impactos contra la vía, se desgasta, haciendo necesario la reparación o el reemplazo.

Suelen estar formados de un acero de dureza inferior al acero de la vía, esto se diseñan de esta forma para provocar que el desgaste se produzca principalmente en la rueda, y no en el carril, pues sería más caro y complicado reponer las vías.



Ilustración 2-8: representación de ruedas ferroviarias

Tal y como se puede ver en la ilustración 2-7, en la rueda hay unas perforaciones, esto se debe a que el contacto rueda- raíl además de desgaste, también produce ruido, lo cual es un grave problema. Una de las posibles soluciones es situar radialmente una serie de absorbedores atornillados al propio cuerpo de la rueda.

Como comentario final, cabe destacar, que las ruedas tienen un perfil cónico, esto se debe a que en los trenes no se introducen diferenciales – sería muy caro y sobre todo, no garantiza su guiado- y por tanto la solución aplicada para la circulación en curva es hacer un perfil cónico, provocando que la rueda exterior tenga una mayor velocidad lineal al tener un mayor radio, para una misma velocidad de giro.  $V=w*R$ .

## Ejes

Los ejes que se encuentran en los Bogies están compuestos de tres partes:

- Fuste: es la parte central del eje, región que se encuentra entre las dos ruedas del eje.

En el centro de esta zona, es donde se va a localizar la grieta, objeto de estudio en este proyecto.

- Sección de calaje: zona posterior al fuste donde se calan las ruedas.
- Manguetas: regiones extremas del eje, cuya principal función es la de sostener las cajas de grasas por medio de los cojinetes de estas. Por este motivo, su otra función es la de resistir las sollicitaciones relacionadas con el peso del vehículo.

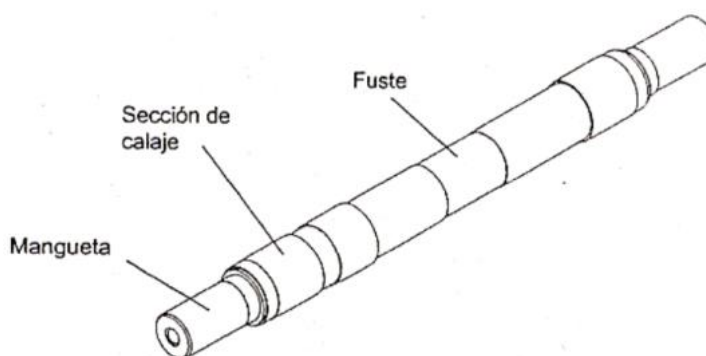


Ilustración 2-9: eje de un bogie

- Ejes montados: se denomina eje montado al conjunto formado por el eje y las dos ruedas. Debe respetar la normativa en cuanto a requisitos funcionales, de montaje y demás sollicitaciones, por ejemplo, una de las normativas referentes a los requerimientos funcionales es la UNE- EN 13103.

En los ejes montados se debe asegurar por un lado, que el centro de masas del conjunto coincida con el teórico, ya que de no ser así, se produciría un contacto entre pestañas y carril, consecuencia del alabeo del eje que se produciría como resultado del par que surge de la fuerza resultante de tracción.

Por otro lado, se deben equilibrar perfectamente ambas ruedas, para evitar la aparición de esfuerzos innecesarios.

### Cajas de grasa

Depósito que se utiliza tanto para mantener el lubricante de los rodamientos de los ejes, como para unir la suspensión secundaria del Bogie con el eje, posibilitando el movimiento angular del eje a la vez que transmite todas las cargas.

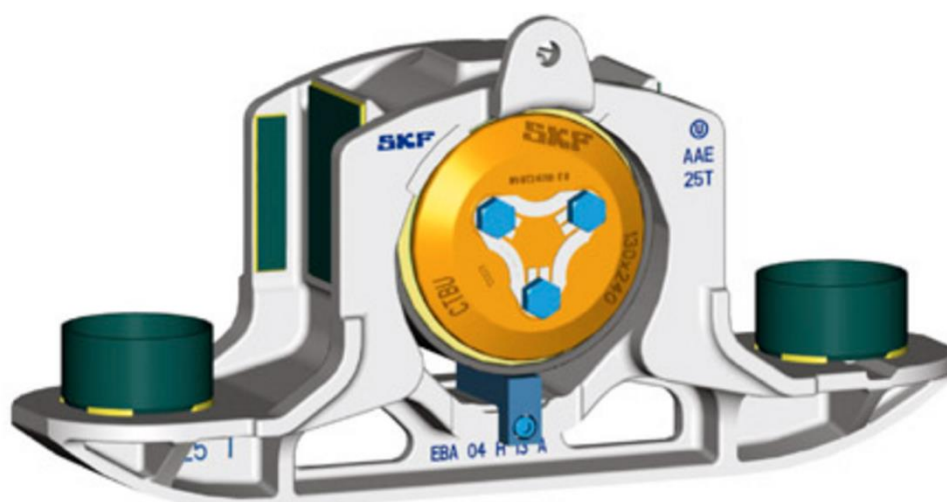


Ilustración 2-10: caja de grasa de un bogie

Tal y como se puede observar en la ilustración superior, la caja de grasa contiene en su interior, el rodamiento mediante el cual se une al eje. Los rodamientos actuales, disponen de una vida de uso elevada, esto se debe a que van lubricados y disponen de cerramientos laterales. [5]

Cada vez son más los rodamientos que disponen de sensores medidores de propiedades como la presión, temperatura o la velocidad de giro, esto es de gran utilidad porque permite un mayor conocimiento del comportamiento de los distintos elementos, así como, se ha hecho en el sector automovilístico con el ABS, se puede detectar y corregir situaciones de bloqueo de ruedas.

### Placas de guarda

Elementos con forma de Horquilla unidas a los largueros del bastidor, que permiten el movimiento de las cajas de grasas a través de sus brazos o guías.

Son elementos de seguridad, cuya función es que, en caso de rotura de la suspensión, esta placa debe caer manteniendo unido el Bogie, y posibilitando su funcionamiento.

En sentido longitudinal, con la finalidad de mejorar la circulación en curva, se debe permitir un ligero movimiento de las cajas de grasas, para ello, se debe dejar un juego suficiente en la guía, así se consigue que la transmisión de los impactos que reciben las cajas de grasas sean transmitidas al bastidor por medio de un resorte elástico y no de las placas.

### Suspensión

Formada por el conjunto de elementos cuya funcionalidad es:

Proteger las distintas partes del tren frente a los distintos defectos que se pueden encontrar en la vía o incluso en el material rodante; contribuir a la consecución de un rodaje más estable, así como, un mejor paso por curva; y finalmente, contribuir a la mejor confortabilidad de los pasajeros o de la seguridad de la mercancía transportada.

La suspensión está formada por elementos elásticos – destinados a asegurar el continuo contacto entre los elementos de rodadura del Bogie y los dos carriles- y por los elementos amortiguadores – encargados de disipar la energía, y favorecer la pronta recuperación de los elementos elásticos-.

En función de los elementos que unen, y en consecuencia, de su funcionalidad, clasificamos dos tipos de suspensión:

- Suspensión primaria: amortiguan los movimientos y cargas transmitidos desde el carril a través de la rueda al Bogie. La constituyen elementos mecánicos e hidráulicos.
- Suspensión secundaria: realizan la suspensión entre el Bogie y la caja, por lo que también se utilizan para unir la caja con el material rodante. Este tipo de suspensión se suele tratar con elementos mecánicos, neumáticos o hidráulicos.



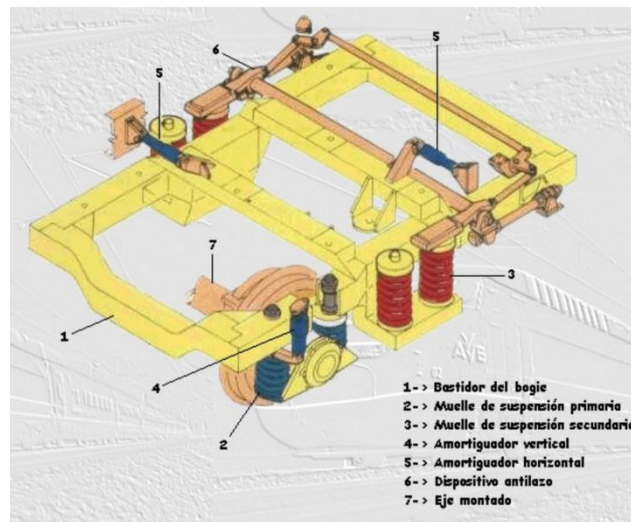


Ilustración 2-11: sistema de suspensión de un bogie

A continuación se va a profundizar en distintos elementos de la suspensión:

- **Ballestas:** conjunto elástico formado por varias hojas de acero superpuestas cuya sección puede ser constante o no. La longitud de estas hojas es diferente unas respecto a otras, siendo las superiores más largas que las inferiores de forma progresiva, con esto se consigue que todas las hojas se encuentren en el mismo estado tensional.

Las ballestas son unos de los elementos más antiguos de las diferentes suspensiones, pero se siguen utilizando debido a que son económicas, el rozamiento entre las distintas hojas que lo conforman provoca que tenga un efecto amortiguador, y ejerce acciones de guiado longitudinal y lateral.

Se unen al Bogie mediante unas anillas que les proporciona una ligera libertad de movimiento, dándoles flexibilidad transversal, y a través de las cuales se puede cambiar la flexibilidad de las hojas de la ballesta.

Uno de los problemas que presentaban este tipo de suspensión, es que eran muy rígidas, lo que las hacían muy adecuadas para grandes cargas pero muy inconfortables para pequeñas, esto se solucionó combinando hojas de distinta flexibilidad, de forma que cuando las cargas son reducidas funcionan solo unas, y con cargas elevadas todas.



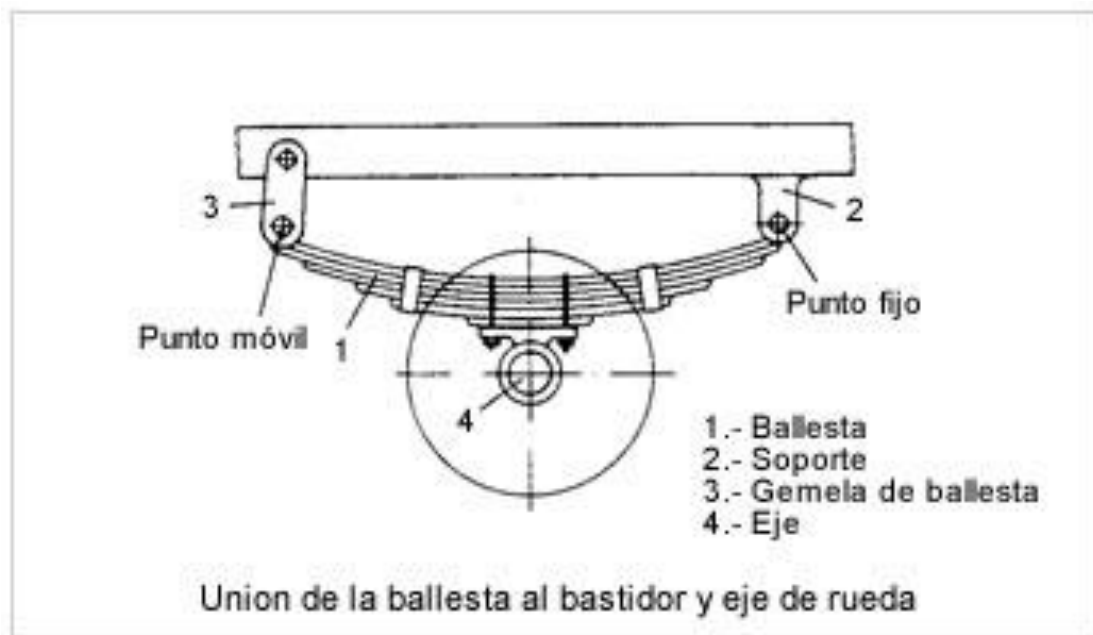


Ilustración 2-12: esquema de suspensión por ballestas

- Resortes helicoidales: Elementos mecánicos que unen dos partes del conjunto mecánico, cuya principal finalidad es la de amortiguar impactos almacenando la energía, y mediante su trabajo, contribuir a la consecución de los objetivos de todo el sistema de suspensión.[6]

En el sector ferroviario, están formados de acero, y su diámetro y paso pueden ser tanto variables como constantes. A diferencia de las ballestas, no se produce fricción entre sus elementos, por lo que requieren ir acompañados de un amortiguador externo encargado de disipar la energía.

Este tipo de suspensión elástica, presentan un comportamiento más compacto que las ballestas, así como, están regulados de forma más precisa.

En este caso, para solventar el problema mencionado anteriormente con las ballestas, en cuanto a los distintos tipos de cargas. La solución que se adopta es la instalación de muelles con distinta longitud o altura, de esta manera, primero entra en funcionamiento el más largo o alto, que suele ser el de menor rigidez, y posteriormente, si la carga es superior, el más compacto de los dos.

Los resortes helicoidales, en el sector ferroviario, suelen estar dispuestos en paralelo, esto se consigue habitualmente, colocando el de menor diámetro dentro del de mayor diámetro, en posición concéntrica.

Un caso especial de este tipo de muelles son los de fleje, los cuales no actúan linealmente y han sido utilizados para contribuir en la suspensión primaria de los trenes destinados al transporte de pasajeros.



Ilustración 2-13: resortes helicoidales de un bogie

- Muelles de elastómeros: elementos destinados a la suspensión, compuestos de caucho o de materiales compuestos, especialmente útiles para eliminar las vibraciones de alta frecuencia como consecuencia de su elevada histéresis natural.

Entre sus principales ventajas cabe mencionar, que al no haber fricción entre sus elementos, no se produce el desgaste superficial asociado. Otra de sus ventajas más relevantes es el buen comportamiento que presenta frente al ruido, reduciendo el asociado a la alta frecuencia de manera notable, lo que los convierte en especialmente adecuados para trenes que cubran trayectos subterráneos.

Entre sus desventajas se deben resaltar: la propensión a la inestabilidad y a fluir; o la modificación de sus propiedades que producen las cargas continuas u ondulatorias, es decir, que muestran una memoria de carga.

El inconveniente más importante y restrictivo que presentan estos muelles es su comportamiento frente a la temperatura, pudiendo producir dilataciones o contracciones con una repercusión del 12 % en altura. Teniendo en cuenta, que

unos de los factores de los que depende el comportamiento es el de la forma, se ha de tener en cuenta las condiciones climatológicas en las que va a tener que desarrollar su trabajo, tratando de que sean lo más estables posibles.



Ilustración 2-14: muelles de elastómeros

- Suspensión neumática: tipo de suspensión en la que el estado de deformación no depende casi de la carga, si no de la cantidad de presión que haya sido introducida por la caldera, comprimiendo también cilindros y pistones.

Antiguamente, eran sistemas que tenían pérdidas de aire, en la actualidad, gracias a la investigación y a los continuos desarrollos se utilizan materiales que permiten garantizar la presencia de un sellado adecuado.

Este tipo de suspensión presenta una serie de ventajas frente a los que se suelen observar de forma más corriente: son especialmente útiles para combatir las frecuencias elevadas, característica de la que no disponen los resortes; se pueden incorporar sin la necesidad de introducir amortiguadores externos; ofrecen la posibilidad de no variar la altura de suspensión, mediante la inyección y extracción del aire; provocan que los amortiguadores trabajen en torno a una posición predeterminada; Disminuyen ruidos de ruedas y frenos, como consecuencia de no unir mecánicamente la parte suspendida y las ruedas; y para finalizar, suponen unos costes reducidos de mantenimiento,

resultando por otra parte, una suspensión más ligera que las otras que son mecánicas.

En cuanto a las desventajas que presentan, algunas de las más importantes son: su instalación supone un mayor desembolso económico; insuficiencias de la fuente de energía o defectos en los resortes, como por ejemplo, los producidos por desgaste, dejan sin suspensión el vehículo, por esto suelen ir acompañados de algún elemento de suspensión mecánico; y por último, necesita la presencia de elementos de empuje y reacción reduciendo la ligereza que presenta como una de sus principales ventajas, esta necesidad surge de la inestabilidad tanto en sentido longitudinal como transversal que presentan.

Como ocurría en las ballestas, este tipo de suspensión puede disponer de una amortiguación propia, se consigue uniendo mediante un orificio el balón neumático a un depósito, donde se disipará la energía proveniente de las vibraciones.



Ilustración 2-15: sistema de suspensión neumática

## Amortiguación

Elementos presentes en los dos tipos de suspensión de las que disponen los bogies, primaria y secundaria, cuya principal misión es la de disipación de la energía, y por tanto, reducir los tiempos en los que los resortes se encuentran fuera de su posición de equilibrio, buscando una adherencia más constante y continua.

Antes de explicar los tipos de amortiguadores, se debe hacer referencia a dificultades que deben solventar para conseguir sus objetivos de funcionalidad:

- Deberán experimentar movimientos oscilatorios tanto de la masa suspendida como de la masa no suspendida, y deberán reducir ambas de manera simultánea, de no ser así, las ruedas rebotarían sin aumentar en demasía la dureza de la suspensión, esto se produce porque la

frecuencia de oscilación de la masa no suspendida es muy diferente a la de la masa suspendida

- No debe actuar frente a las perturbaciones de reducida amplitud y elevada frecuencia, esto se debe a que la masa suspendida experimentaría un traqueteo, sin reflejarse de ninguna forma en un aumento considerable de la estabilidad en circulación.
- La velocidad y la aceleración de las oscilaciones dependen tanto de la amplitud como de la frecuencia, y la frecuencia cambia en función del estado de carga con una rigidez constante, a menos que la rigidez no cambie en función de la carga de manera apropiada, para obtener una frecuencia constante.

De todas las clases de amortiguadores que existen, en el sector ferroviario predominan dos, los amortiguadores de fricción y los hidráulicos.

- Amortiguadores de fricción: disipan la energía mediante el rozamiento de los distintos elementos que los componen, esto se logra comprimiéndolos a través de parte de la carga vertical que se pasa por ellos.

Se suelen usar solo en el ámbito del transporte de mercancías, debido a las desventajas que presentan, que son las siguientes: no actúan hasta que no se supera la fuerza de fricción, y además, si no se supera dicha fuerza, el vehículo se queda sin suspensión; una vez entran en funcionamiento, a medida que aumenta la velocidad se reduce la fuerza amortiguadora, efecto opuesto al deseado; al tratarse de un efecto que depende del rozamiento entre las superficies de los distintos elementos, se genera un gran desgaste en la realización de la misma, generando alteraciones de su comportamiento y provocando la necesidad de intercambiarlas por unas nuevas de manera periódica.

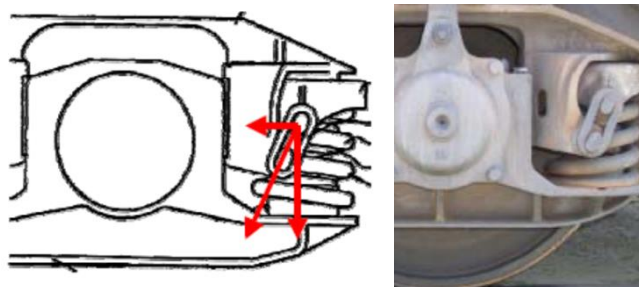


Ilustración 2-16: esquema de fuerzas de un sistema de amortiguación por fricción

- Amortiguadores Hidráulicos: elementos formados principalmente por un vástago, que penetra en un cilindro en cuyo interior se encuentra aceite.

Suele ser empleado en los ferrocarriles destinados al transporte de pasajeros y en todos los vehículos de carretera, como consecuencia de las desventajas comentadas de los anteriores.

La gran ventaja que presenta esta clase de amortiguadores, es que la fuerza amortiguadora es directamente proporcional a la velocidad, que es el comportamiento deseado.

En esta familia de amortiguadores podemos distinguir los siguientes:

- Amortiguadores bitubo no presurizados: compuesto por un doble cilindro cuya función es la de recoger el aceite que desplaza el pistón desde la cámara principal, a medida que va penetrando, es decir, cuando el amortiguador comprime el pistón va penetrando, y por tanto desplazando el aceite de un tubo a otro, en el roce del aceite con las paredes de los tubos, es donde se disipa energía.

Las grandes desventajas que presentan estos tipos de amortiguadores son: tienen problemas de refrigeración; el almacenaje y transporte se realizan en posición horizontal y no vertical como sería lo ideal; cuando el ferrocarril está parado durante un tiempo prolongado, el aceite cae por su propio peso por acción de la gravedad, depositando el aceite en la otra parte del pistón, lo que puede dar problemas cuando se arranca de nuevo el vehículo; y por último, durante el funcionamiento la temperatura del aceite alcanza valores muy altos, pero cuando ya se ha realizado el trayecto y se detiene el vehículo, experimenta una contracción como consecuencia de la pérdida de temperatura, esta contracción provoca la succión de aire hacia la cámara principal.

El amortiguador bitubo no presurizado representa la opción más económica, pero como consecuencia de sus inconvenientes, en muchas ocasiones se optará por otro tipo de amortiguador.

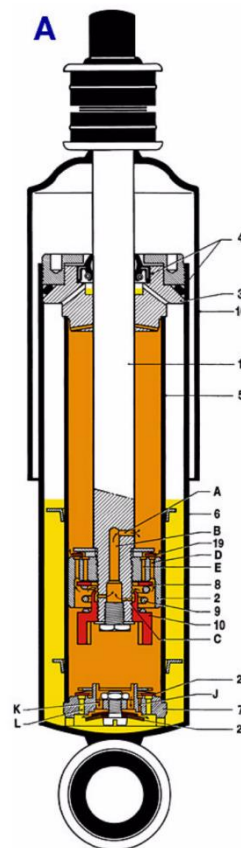
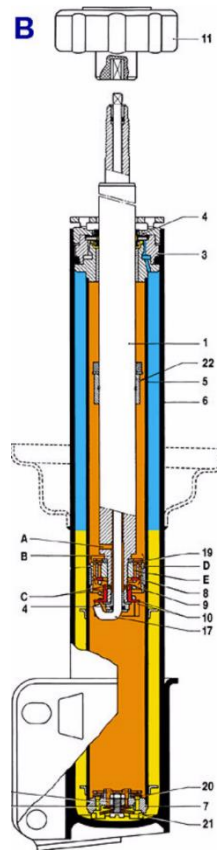


Ilustración 2-17: amortiguador hidráulico bitubo no presurizado

- Amortiguadores bitubo presurizado a gas: disponen de los mismos elementos que el anterior, pero añadiéndoles una cámara presurizada con gas nitrógeno de unos 4 bares.

La función principal que tiene la cámara de baja presión, es la de eludir la formación de espuma como consecuencia de la unión del aire y el aceite, esto se consigue mediante la reducción de la aireación del fluido hidráulico, actuando la presión del  $N_2$  sobre las burbujas de aire y comprimiéndolas.

Las principales ventajas que presentan este tipo de amortiguadores frente a los anteriores son: mejor respuesta de las válvulas ante oscilaciones de pequeñas amplitudes; mejora la confortabilidad durante el desplazamiento del vehículo; presenta un mejor comportamiento frente a condiciones extremas; genera un menor ruido durante la realización del trabajo amortiguador; menor fricción, y por lo tanto menor desgaste, que los amortiguadores monotubo; y por último, si presentan algún defecto en la cámara de baja presión, siguen operativos como si de un bitubo no presurizado se tratase.



**Ilustración 2-18: amortiguador hidráulico bitubo presurizado**

- Amortiguadores monotubo no presurizado: están formados por una sola cámara o tubo que contiene tanto el pistón como el aceite, el pistón dispone de una serie de orificios por los que pasa el aceite cuando se comprime o se tracciona, en el rozamiento del aceite con las paredes del pistón al pasar por los orificios, y con las paredes del tubo, es donde se produce la pérdida de energía, estos amortiguadores no se suelen usar.
- Amortiguadores monotubo presurizado a gas: contiene una cámara de gas nitrógeno, que es la encargada de absorber por compresión del gas, la presión ejercida por el aceite como consecuencia del empuje del pistón por penetración del vástago.

La cámara presurizada, debe soportar presiones mucho mayores que las de los bitubos presurizados, ya que esta puede llegar hasta los 25 bares de presión.



El aceite y el gas nunca entran en contacto debido a que los separa un pistón flotante. Este tipo de amortiguadores, y el bitubo presurizado, se comporta de manera similar a los resortes elástico, ya que tienden a recuperar su posición de equilibrio, el gas se comprime por la fuerza que ejerce el vástago, pero cuando esta fuerza cesa, el propio gas tiende a recuperar su posición de mínima energía interna.

Las principales ventajas que presentan este tipo de amortiguadores frente a los otros son: excelente refrigeración al estar en contacto permanente la cámara con el aire; menores presión durante la operación, ya que al estar formado por un solo tubo, y no dos, para un mismo diámetro exterior, permite un diámetro de pistón más grande; la válvula de compresión queda cargada por toda la columna de aceite, esto se produce como consecuencia de que esta se asienta sobre el pistón; el aceite no cae por gravedad pasando a la otra zona, por lo que no presenta los problemas que pueden dar los bitubos la puesta en marcha del vehículo; y por último, presenta las ventajas de los sistemas presurizados, como que no se forma espuma.

Los inconvenientes del uso de este tipo de amortiguadores son: sus elevados costes como consecuencia de la necesidad de una fabricación más precisa y del depósito de aire; y, la posibilidad de variaciones en la altura de suspensión, como resultado de la presión interna del gas y la fuerza de extensión asociada a la misma, así como a la diferencia de áreas efectivas del pistón en ambos lados.

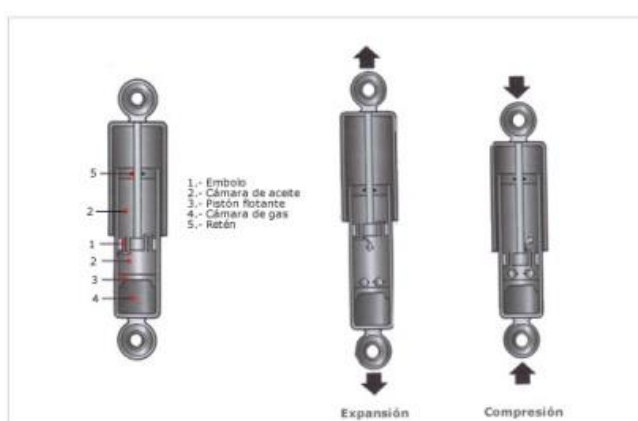


Ilustración 2-19: sistema de actuación de un amortiguador de monotubo presurizado



# Capítulo 3

## FATIGA

Fenómeno por el cual un elemento sometido a cargas dinámicas puede colapsar, a pesar de que estas sean de un valor inferior al marcado por la máxima tensión admisible del material.

Las principales características de este tipo de fallos del material son: en un primer lugar que se produce una rotura catastrófica, es decir, sin deformación plástica previa.

En segundo lugar, que tal y como se ha comentado anteriormente los esfuerzos que generan este tipo de rotura suelen ser de un valor inferior a los esfuerzos que puede soportar el material.

La experiencia dictamina que el número de elementos que fallan por consecuencia del fenómeno de fatiga es superior a los casos de fallos provocados por la superación de los límites tensionales estáticos admitidos por el material, esto lo convierte en un fenómeno de vital importancia, y que por tanto ha de ser estudiado.

Por otra parte es un fenómeno muy peligroso precisamente por las propiedades que lo caracterizan, ya que al no haber una deformación previa, no hay ningún indicador de que ese elemento pueda fallar, menos si cabe, teniendo en cuenta que se esta sometiendo al elemento a una carga inferior a la de fluencia, por lo que nada induciría a pensar que pueda fallar el material.

### Fases del fallo por fatiga

Los fallos por fatiga se producen por la generación y posterior propagación de grietas. Estas grietas suelen originarse en puntos concentradores de tensiones, tales como aristas vivas.

Observando una rotura de un eje de transmisión, se puede obtener información sobre las causas y fases de la rotura, tal y como se va a mostrar a continuación, en donde cada fase viene localizada en la imagen de la página siguiente:

- Fase 1: Se corresponde con la etapa de generación de la grieta, tal y como se comentó anteriormente, se origina en el punto concentrador de tensiones, arista viva de la chaveta, así como, en esta fase, también se inicia la propagación lenta – de ahí su aspecto liso- de la grieta.

En los ejes las grietas tienden a propagarse en sentido contrario al de giro, luego de esta rotura podemos extraer como información que el eje giraba en sentido horario.

- Fase 2: Etapa que se caracteriza por el aumento de la velocidad de propagación de la grieta culpable del fallo del material, como

consecuencia de este aumento de velocidad, el corte presenta un aspecto rugoso, a diferencia del aspecto liso y suave de la fase anterior.

- Fase 3: Última etapa del proceso, en esta fase tiene lugar la rotura total del eje, es una de las zonas que más información aportan, puesto que por una parte, el área característica de esta fase marca los pequeños esfuerzos que ha estado experimentando.

Por otra parte, el aspecto de esta región indica el tipo de material del que se trataba, de tal forma que si es un material frágil, esta zona presentará un aspecto cristalino, mientras que si se trata de un material dúctil, presentará un aspecto fibroso.

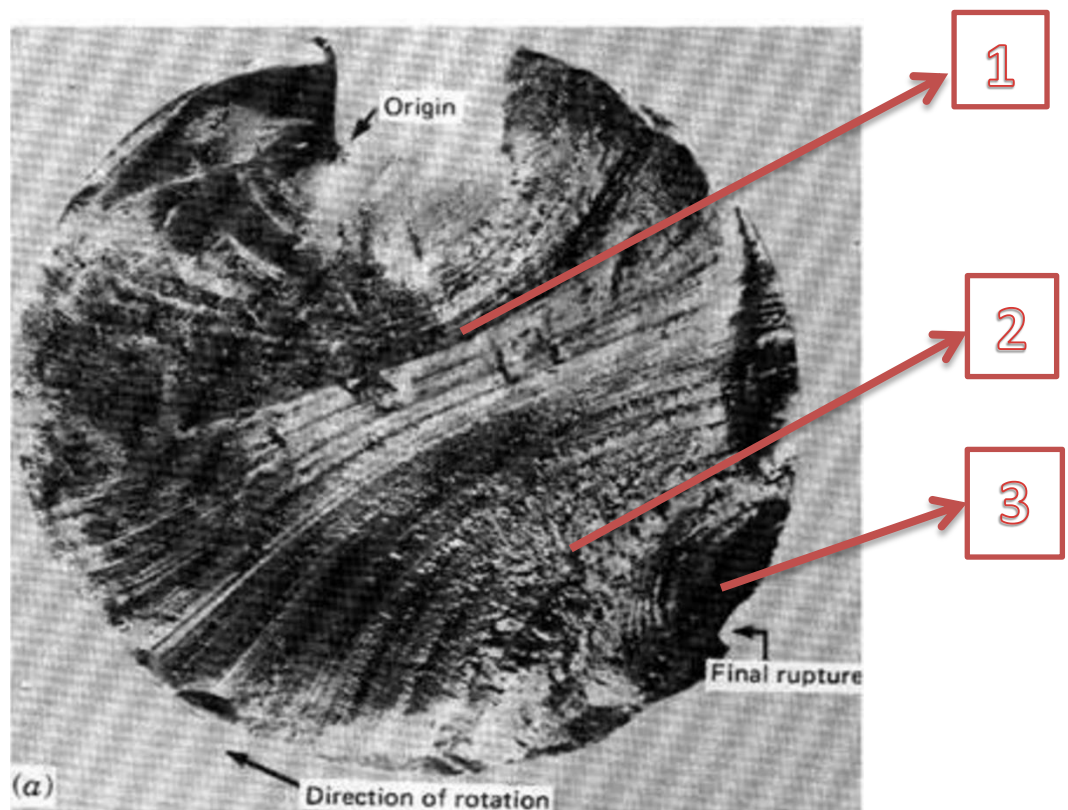


Ilustración 3-1: sección de eje tras fallo por fatiga

Existen distintas técnicas que permiten conocer la existencia de grietas y del tamaño de las mismas, estas técnicas se suelen emplear en los orígenes de las grietas, es decir puntos de concentración de tensiones, y algunas son: el uso de líquidos penetrantes, mediante isótopos radioactivos, ultrasonidos, elementos magnéticos...

## Diagrama S-N

Para el estudio del fenómeno de fatiga, se realizó un ensayo que consistía en poner a girar un eje circular, eje que a su vez soportaba un esfuerzo flector, de esta forma se medía el número de giros que experimentaba los ejes de los distintos ensayos antes de la rotura en función del momento flector aplicado.

Este estudio se basaba en la hipótesis de que el fallo del material se debía a la presencia de imperfecciones, por lo que también era necesario tener en cuenta, y por tanto recoger, las condiciones ambientales del entorno de la investigación, así como las distintas características del eje, a este ensayo se le denominó “ensayo de viga rotatoria” y da lugar a la siguiente gráfica:

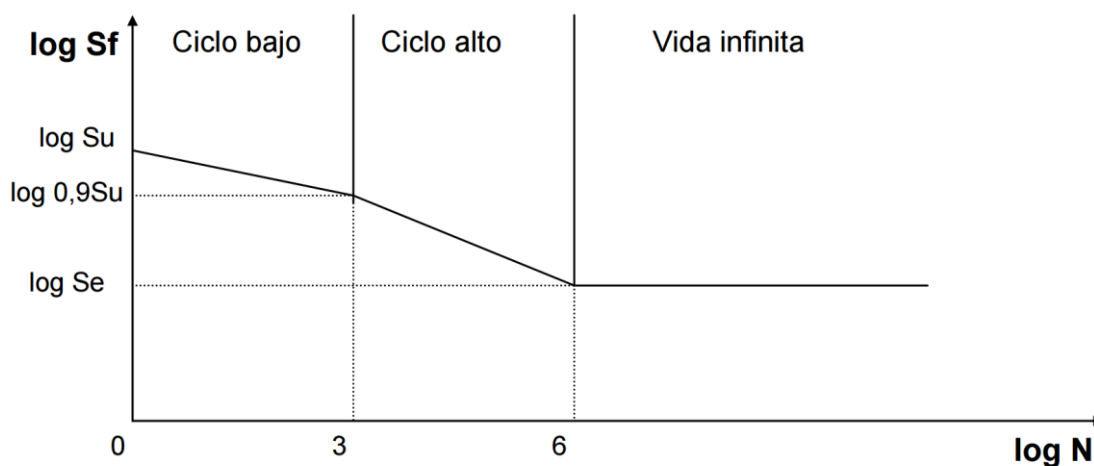


Ilustración 3-2: diagrama S-N de ensayo de viga rotativa

Donde N es el número de ciclos, “Se” el “límite de fatiga de la viga rotatoria o límite de fatiga sin corregir” [7] .

Cuando la tensión es inferior a “Se” se considera que el eje dispone de vida infinita desde el punto de vista de la fatiga, es decir que mientras no se supere esa tensión no va a fallar nunca por fatiga.

En la zona de ciclo bajo, es decir la que oscila desde 0 hasta  $10^3$  ciclos, el valor de la tensión para el cual se produce el colapso va decreciendo con una pendiente baja, esto quiere decir que el comportamiento es prácticamente el mismo que presenta ante cargas estáticas, con una carga máxima admisible ligeramente inferior.

En la parte de ciclo alto, desde  $10^3$  a  $10^6$  ciclos, en esta zona se observa como la reducción de la máxima tensión admisible es mucho más importante y por tanto se debe tener muy en cuenta el fenómeno de fatiga, pues puede resultar el más restrictivo.

Obviamente la gráfica mostrada en la página anterior, se ha hecho para un eje concreto en unas condiciones determinada, lo cual no resulta del todo fiable en aquellos casos con una geometría de eje o con un entorno diferente, para ello se hacen uso de unos factores correctivos, los llamados “factores modificativos del límite de fatiga”, para ello, en primer lugar se debe clasificar el tipo de eje y las condiciones en las que se va a realizar el estudio, posteriormente se debe aplicar dichos factores, para finalmente, obtener el límite de fatiga corregido, adaptando de esta forma, el gráfico a las particularidades del proyecto, y pudiendo ser utilizado de forma fiable.

### Cálculo del límite de fatiga

El límite de fatiga corregido implica la máxima tensión alternante que se le puede aplicar al eje, de tal forma que este siga teniendo vida infinita. Se calcula mediante la ecuación de Marin de la siguiente manera:

$$S_e = K_a * K_b * K_c * K_d * K_e * K_f * S'_e \quad (3.1)$$

Donde:

$S'_e$ : límite de fatiga obtenido para el ensayo de viga rotatoria realizado.

- $K_a$ = Factor modificativo por acabado superficial: el mejor o peor acabado superficial tiene su influencia sobre el límite de tensión, pues elementos rugosos conllevan a puntos donde se concentran tensiones, y por tanto, supone una mayor facilidad para la aparición de grietas.

Para obtener este factor modificativo del límite de fatiga se utiliza la siguiente expresión donde los términos “a” y “b” vienen tabulados en función del caso en el que se clasifique el eje.

$$K_a = a * S_{ut}^b \quad (3.2)$$

- $K_b$ = Factor modificativo de tamaño: generalmente se suele cumplir que cuando menor es el diámetro del eje, mayor es el límite de fatiga, esto se tiene en cuenta de distinta forma, en función de si se trata de un eje sometido a torsión y flexión, o si se trata de un eje sometido a tracción.

Para los que están sometidos a torsión y flexión se usa lo siguiente:

$$\begin{cases} K_b = \left(\frac{d}{7,62}\right)^{-0,1133} & 2,79 \leq d \leq 51 \quad d(mm) \\ K_b = 1,189 * d^{-0,097} & 52 \leq d \leq 250 \quad d(mm) \end{cases} \quad (3.3)$$

En el caso de un eje sometido a esfuerzos de tracción, se aplica un  $K_b=1$  siempre, porque en este tipo de esfuerzos, el tamaño de la sección no tiene influencia sobre la carga máxima admisible.

En el caso de que las secciones no sea circulares se deben utilizar unas correlaciones que permiten obtener un diámetro equivalente, dado que en este proyecto todos los ejes son circulares no se van a explicar al no ser necesarios.

- $K_c$ =factor modificativo consecuencia de la confiabilidad: surgen como consecuencia de que los valores obtenidos por los estudios de viga rotativa, son los acordados estadísticamente a partir de los resultados de los distintos análisis realizados, ya que todos no dan exactamente los mismos valores.

En función del grado de confianza que se le quiera aplicar, se utiliza un factor u otro de los tabulados previamente.

- $K_d$ = factor de temperatura: la temperatura influye sobre las propiedades de los materiales de tal forma que generan movimientos de las dislocaciones, esto genera cambios en las propiedades mecánicas y en las resistencias de fatiga y fluencia.

Teóricamente, para poder aplicar un factor correctivo exacto, habría que realizar una serie de estudios experimentales, y posteriormente, aplicar una serie de ecuaciones complejas para simplificar y agilizar el método de cálculo, en la práctica se utiliza un factor correctivo de 1 para temperaturas inferiores a 450 ° C, es decir, la mayoría de los casos, y para temperaturas superiores se hace uso de la siguiente expresión:

$$K_d = 1 - 5,8 * 10^{-3} * (T - 450) \quad (3.4)$$

- $K_e$ = Factor de concentración de tensiones: tal y como se mencionó anteriormente, el fenómeno de fatiga surge como consecuencia de la aparición y posterior propagación de las grietas, y estas grietas se suelen originar en elementos concentradores de tensiones, por lo que no resulta extraño que el límite de resistencia de fatiga de aquellos elementos que disponen de formas que tiendan a concentrar tensiones como agujeros, ranuras, chavetas, etc, tengan una resistencia de fatiga menor.

Para obtener el factor modificativo se deben seguir los siguientes pasos:

1. Obtención de  $K_t$ : Se obtiene a partir de una serie de gráficas en función del tipo de concentrador del que se trate.
2. En función del tipo de cargas que actúan sobre el eje y del tipo de material del que estén formados, se obtiene un valor de  $q$ .
3. A partir de las expresiones que vienen a continuación, se puede obtener  $R_f$ .

$$R_f = q * (K_t - 1) + 1 \quad (3.5)$$

4. Una vez se tiene el parámetro anterior, el factor correctivo es simplemente el inverso a dicho parámetro tal y como se muestra en la siguiente expresión.

$$K_e = \frac{1}{R_f} \quad (3.6)$$

El factor correctivo por concentrador de tensiones, solo se tiene en cuenta en aquellos materiales que son frágiles o cuando están experimentando esfuerzos de fatiga, a pesar de esto, hay muchos materiales a los que apenas los influye la concentración de tensiones, en estos casos no se suelen tener en cuenta.

- $K_f$ = Factor correctivo como consecuencia de efectos diversos: además de los elementos modificadores del límite de fatiga comentados previamente, hay otros muchos factores que pueden alterar el comportamiento del material y que no tienen un factor correctivo propio, todos esos efectos modificadores se tienen en cuenta en este factor y algunos de ellos son:



### 1. Efectos remanentes o residuales:

Ciertas operaciones que inducen sobre el material una serie de esfuerzos, operaciones como chorreo con arena, martillado, o laminación en frío, en la mayoría de los casos actúan a favor del material, aumentando el límite de fatiga como consecuencia de las tensiones de compresión que se generan sobre la superficie.

### 2. Características direccionales operacionales:

En aquellos materiales anisótropos, como los generados por estirado o laminación, en los que el límite a la fatiga en sentido longitudinal es superior al de sentido transversal, alrededor de un 10 o un 20% superior.

### 3. Tratamiento térmico de temple superficial:

En aquellos materiales que han pasado por un tratamiento térmico de temple superficial, se generan distintos límites de fatiga entre los elementos de la capa superficial y los del núcleo, pudiéndose dar el sobrepaso de uno de los límites de fatiga en la zona más crítica, es decir, en la de unión de la capa templada y el núcleo.

### 4. Ambientes especialmente corrosivos:

Un ambiente especialmente corrosivo puede generar puntos delicados en cuanto a que se convierten en concentradores de tensiones, favoreciendo el fenómeno de fatiga.

### 5. Recubrimiento electrolítico:

Generalmente suelen suponer una disminución del límite de fatiga.

### 6. Frettagge o corrosión por apriete:

El frettagge es un fenómeno que consiste en el movimiento microscópico relativo entre las superficies de estructuras muy ajustadas o entre piezas mecánicas.

Este fenómeno afecta a la fatiga de dos maneras, la primera es que generan fuerzas de rozamiento que van variando de sentido

y por tanto son alternantes, y la segunda, es la principal causa que se pueden tener en cuenta de este fenómeno, es que el rozamiento genera desgaste, como picadura, por ejemplo, este desgaste se convierte en un concentrador de tensiones lo que afecta al fenómeno de fatiga.

Para el dimensionamiento de los ejes en función del fenómeno de fatiga, se tienen en cuenta una serie de criterios, los cuales ya vienen particularizados para ejes de transmisión.

En primer lugar, resulta necesario definir primero las tensiones alternantes y medias que serán necesarias para emplear:

$$\sigma_a = \frac{32*M}{\pi*d^3} \quad (3.7)$$

$$\tau_m = \frac{16*T}{\pi*d^3} \quad (3.8)$$

- Teoría básica o de sines:

Se basa en la hipótesis extraída de distintos estudios experimentales, de que no existe variación en el límite de fatiga de un material por esfuerzos torsores medios inferiores a  $1,5*S_{sy}$ , donde  $S_{sy}$  viene explicado en la siguiente página, siguiendo esta hipótesis, en el dimensionamiento del diámetro del eje, se tiene la siguiente expresión:

$$d = \left[ \frac{32*n}{\pi*S_e} (M) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.9)$$

Una vez determinado el diámetro con la formula superior, es decir, considerando que el elemento más restrictivo del eje es la fatiga, se debe corroborar que no falla a consecuencia de que se supere el límite elástico, es decir, que no falla por fluencia. Por otra parte, el límite de fatiga que aparecen en las expresiones de estas fórmulas,  $S_e$ , es el límite de fatiga corregido.

- Teoría de Soderberg:

Se trata de una teoría lineal, basada en la hipótesis de que el fallo se da cuando la tensión alternante es igual al límite de fatiga, en la gran mayoría de los casos, el criterio de Soderberg es demasiado conservador, es decir, está del lado de la seguridad, y además garantiza que no se supere el límite de fluencia, por lo que no será necesario su corroboración posterior.

Según este criterio, el dimensionamiento del eje debe seguir la expresión siguiente:

$$d = \left[ \frac{16 * n}{\pi} * \left( \left( \frac{T}{S_{sy}} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_{se}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.10)$$

Según la teoría del esfuerzo cortante máximo, también llamada de tresca, establece que se producirá el fallo del material cuando el esfuerzo cortante experimentado, supere al esfuerzo cortante máximo admitido por el material, es decir, cuando la tensión tangencial supera la tensión tangencial máxima del ensayo a tracción en el límite elástico.[8].

$$S_{sy} = 0,5 * S_y \quad (3.11)$$

$$S_{se} = 0,5 * S_e \quad (3.12)$$

Según la teoría de Von Mises, el material falla, superando el límite elástico, cuando la tensión equivalente de Von Mises – indicada a continuación- supera la tensión equivalente del ensayo de tracción en el límite elástico.[ 9]

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (3.13)$$

El criterio de tresca es mas restrictivo, es decir, esta más del lado de la seguridad, sin embargo el criterio de Von mises, es más exacto, a pesar de esto, en algunas ocasiones se sigue utilizando la teoría de tresca al ser de muy fácil manejo.

En este caso según la teoría de Von Mises:

$$S_{sy} = 0,577 * S_y \quad (3.14)$$

$$S_{se} = 0,577 S_e \quad (3.15)$$

Estas expresiones también son usadas para el criterio de Goodman, que se explica a continuación.

- Teoría de Goodman:

Basado en la hipótesis de que la tendencia que sigue la variación de la tensión alternante en función de la tensión media es lineal,

Esta teoría, es la más utilizada en la práctica como consecuencia de su facilidad de uso al tratarse de relaciones lineales.

Para el dimensionamiento del eje en base a este criterio, se hace uso de la siguiente expresión:

$$d = \left[ \frac{16*n}{\pi} * \left( \left( \frac{T}{S_{su}} \right)^2 + \left( \frac{M}{S_{se}} \right)^2 \right)^{\frac{1}{2}} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (3.16)$$



# Capítulo 4

## ANÁLISIS MODAL

### Introducción

Desde hace dos décadas, el análisis modal se ha convertido en una de las principales técnicas en la mejora y optimización de las características dinámicas de las estructuras, proporcionando soluciones a problemas cuya solución no podría haber sido obtenida sin la presencia de esta tecnología.

Los análisis modales permiten tener un mayor conocimiento del comportamiento dinámico de los elementos, y por tanto un mayor conocimiento del comportamiento de las estructuras y conjuntos mecánicos en su totalidad, es decir, comportamiento estático y dinámico.

Es un tipo de análisis que se ha utilizado en varias áreas de la ingeniería, como en las industrias mecánica, aeronáutica y estructuras civiles, con la principal finalidad de poder construir elementos de cada vez más envergadura, dotándoles de una mayor flexibilidad e incluso dureza. Por ejemplo, es una técnica que en el área de la ingeniería mecánica se ha orientado en la búsqueda de pequeños ahorros de material.

También han sido utilizados en la búsqueda de la reducción de las propiedades inerciales mediante la máxima reducción posible de masa, de las antenas de los satélites en ingeniería aeroespacial, y en más estructuras, que al igual que las presentadas a modo de ejemplo, sus exigentes demandas las proporcionan una mayor susceptibilidad frente a vibraciones no deseadas.

Estas vibraciones suponen uno de los principales motivos de preocupación del diseño de estructuras, viéndose, su aparición, favorecida por las cada vez más exigentes condiciones de seguridad y confiabilidad exigidas por las distintas instituciones gubernamentales, así como, por los clientes. Por lo que uno de los principales retos es la mejora de la comprensión de las propiedades dinámicas de las estructuras, para lo cual, se hace uso de análisis tanto experimentales como numéricos y analíticos basados en la teoría. [10]

En el proceso de diseño, una de las herramientas más utilizadas por los ingenieros, es la de los elementos finitos, técnica de simulación computacional, siendo, el análisis modal, simplemente una de las aplicaciones de la técnica de los elementos finitos, para cuya aplicación es necesario el profundo conocimiento de los distintos conceptos teóricos, particularmente de aquellos conceptos relacionados con los comportamientos dinámicos.

Para finalizar la introducción, se debe comentar que los análisis modales deben ser complementados con resultados experimentales, pues de lo contrario, se estaría considerando como ideales una serie de circunstancias que generan incertidumbre en los resultados, circunstancias como la asunción de que los valores son constantes, e

iguales a otro valor aproximado de las propiedades dinámicas de los elementos; condiciones de frontera que pueden ser diferentes a las que se encuentran en la realidad, pero que sirven para una mejor definición del problema; la incertidumbre que conlleva la consideración del sistema como amortiguado y lineal, o las distintas consideraciones que se lleven a cabo en relación a este aspecto.

### ¿Qué es el análisis modal?

El análisis modal es un proceso mediante el que se determinan el comportamiento dinámico de un sistema por medio de los parámetros de frecuencias naturales, factores de amortiguamiento y modos de vibración.

Tanto la frecuencia como la localización son los conceptos que componen la dinámica de una estructura, pudiéndose observar en los resultados analíticos de las ecuaciones derivadas parciales de vigas y cuerdas. El análisis modal mide la respuesta vibratoria de un sistema lineal e invariante en el tiempo, generando, las vibraciones, una serie de ondas de geometría compleja, las cuales pueden ser descompuestas en ondas armónicas mediante la transformada de Fourier, cada onda armónica constituye cada uno de los llamados “modos de vibración”.

Los modos de vibración son característicos del sistema y dependen por un lado de la masa del sistema, de la rigidez y del amortiguamiento, es decir, de las propiedades físicas, y por otro lado, de la distribución espacial de la que disponga, esto es, de su geometría.

Cada análisis modal proporciona los valores del número de modos de vibración y su frecuencia asociada, el grado de amortiguamiento experimentado por las vibraciones y la cantidad de desplazamiento que estas generan, esto es, de sus modos de forma.

Tal y como se ha comentado anteriormente, para la realización de un análisis modal se requiere la masa, rigidez y amortiguación del sistema, estos datos se pueden proporcionar mediante ecuaciones diferenciales parciales, cuya resolución proporcionará los modos de vibración con sus frecuencias, así como, las fuerzas de reacción que se generan. Sin embargo, esta forma de proporcionar los datos necesarios no es muy frecuente.

En la mayoría de los casos, los datos de masa, rigidez y amortiguamiento, se proporcionan mediante matrices que recogen la distribución espacial de los parámetros anteriormente comentados, proporcionando valores más realistas del modelo físico, y que formarán parte de un conjunto de ecuaciones diferenciales de

movimiento, las cuales serán convertidas mediante el principio de superposición en una serie valores propios- uno para cada modo- que constituirán los resultados finales del análisis modal.

Los nuevos softwares de elementos finitos disponen de una mayor capacidad de cálculo y pueden realizar una mayor discretización del sistema, dando lugar a un gran avance en la evolución de los análisis modales. [11]

Tal y como se comentó anteriormente, los análisis modales deben ir acompañados de resultados experimentales que complementen a los datos teóricos, a continuación se explicará cómo realizar los estudios experimentales.

### Estudios experimentales: modal testing

Es el proceso empleado para la obtención experimental de los resultados de un modelo modal de vibraciones lineal e invariante en el tiempo, su base teórica radica en la relación existente entre el impulso excitante y la localización del mismo, caracterizado por la frecuencia de excitación, frente a la respuesta vibratoria que el mismo genera en un punto determinado, dicha respuesta se conoce como función de respuesta de frecuencia (FRF), y suele ser una función matemática compleja.

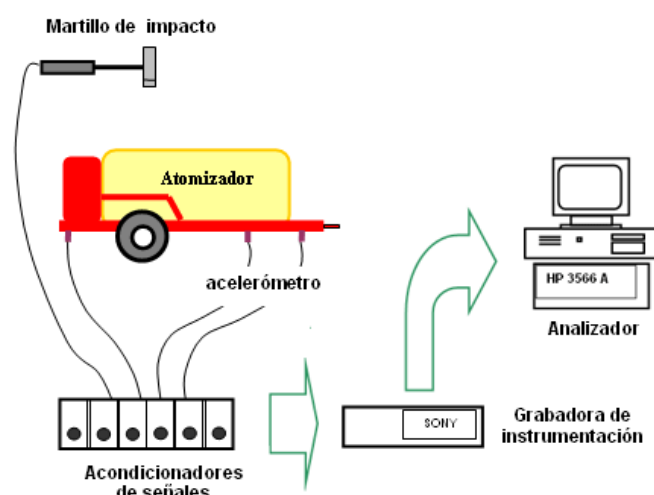
Para mostrar el comportamiento del conjunto, y no únicamente de un punto, se combinan las distintas FRF en una matriz, la cual suele ser simétrica, consecuencia de la reciprocidad del sistema.

La medición de las FRF se suele realizar introduciendo una serie de impulsos conocidos, y registrando las respuestas vibratorias que estos generan para su posterior comparación, los avances tecnológicos, permiten realizar nuevos impulsos como seleccionar la fuerza en un ancho de banda concreto. Los impulsos suelen ser medidos por sensores de fuerza en el punto de aplicación, mientras que las respuestas se suelen medir mediante acelerómetros en distintos puntos de medición, ambas mediciones alimentarán a un software que permita el procesado de los resultados.

Para resumir, el proceso de modal testing está constituido por tres fases, la primera es la de preparación, en la que se selecciona el tipo de impulso a introducir, los puntos donde se van a realizar las mediciones, etc; la segunda fase consiste en la toma de medidas, y la tercera y última fase, en la obtención de los distintos parámetros a partir de las mediciones, mediante el ajuste de curvas, o conjunto de curvas generadas de los datos obtenidos de las FRF. [10]

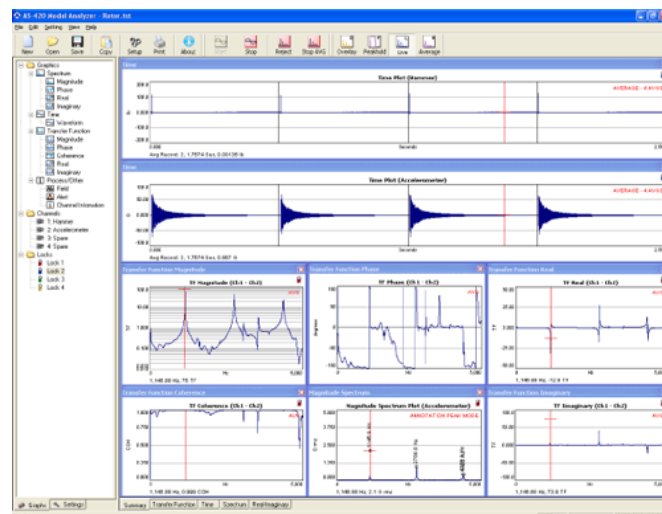
A continuación se van a presentar algunas imágenes para describir el proceso de ejecución de un modal testing, o análisis modal experimental.





**Ilustración 4-1: esquema de los distintos elementos del análisis modal experimental**

En la ilustración 4-1, se pueden observar los distintos elementos que se utilizan en un análisis modal experimental. En el caso de este proyecto, el vehículo sería el Bogie. Se puede observar como las señales obtenidas pasan por un proceso de acondicionamiento antes de ser grabadas en el ordenador, esto se realiza para poder realizar comparaciones, y de esta forma, poder extraer conclusiones de los análisis realizados.



**Ilustración 4-2: Cambio del espacio temporal al espacio del análisis modal**

En esta imagen se muestra el cambio del dominio del tiempo al espacio de frecuencia, o el del análisis modal, que es necesario para poder realizar análisis, en las gráficas superiores están en función de la frecuencia, lo deseado, y en las de abajo en función del tiempo, extraídas de los sensores, esta transformación se hace por un motivo que se explicará en el modelo físico-matemático. En este trabajo la excitación se hace sobre una de las ruedas del eje delantero, y las mediciones sobre las cajas de grasa del mismo eje.

## Aplicaciones prácticas del análisis modal

- Solución de problemas: es el principal uso que se le da al análisis modal experimental, se utiliza este tipo de análisis para obtener una visión general de si la estructura presenta defectos o no, para ello se debe hacer un primer análisis de la estructura sin defecto, y posteriormente, en sucesivos análisis, comparar los datos obtenidos. Supone una aplicación fundamental para el proceso de entendimiento del comportamiento de los sistemas con defectos ante esfuerzos dinámicos.
- Correlación del método de los elementos finitos con los datos reales: permite estudiar la sensibilidad, y por tanto, la confiabilidad de la que dispone el software encargado de realizar el análisis por elementos finitos, puesto que generalmente estos proporcionan valores aproximados, los cuales en algunas ocasiones distan de la realidad.
- Modificaciones estructurales: las modificaciones estructurales suelen conllevar cambios en la masa, en la dureza y/o en el factor de amortiguamiento, estos cambios físicos producen modificaciones en el comportamiento dinámico, y por tanto, en el análisis modal. Usando esta aplicación del análisis modal, se puede realizar una previsión de como afectarían una serie de cambios en el comportamiento del conjunto, sin necesidad de hacer las mediciones en el sistema cambiado, con los costes asociados que ello conllevaría.

Es una aplicación que se suele usar frecuentemente en las fases iniciales de diseño o en procesos de investigación cuya finalidad sea la mejora del comportamiento dinámico.

El gran inconveniente que presenta esta aplicación radica en que no suele permitir grandes cambios, o cambios a gran escala.

- Análisis de sensibilidad: está en cierta medida relacionado con las dos aplicaciones anteriores, es decir, permite evaluar la sensibilidad que presenta un sistema ante diversos cambios, como de geometría, por ejemplo, así como, permite conocer que variación de parámetro tiene una mayor repercusión en la variación del comportamiento dinámico.

- Reducción de los modelos matemáticos: generalmente en un análisis por elementos finitos, la cantidad de resultados depende de la cantidad de coordenadas que se consideren, pero cuando solo se consideran interesantes un rango de frecuencias bajas, es preferible aplicar un modelo matemático mucho más reducido, este modelo reducido se puede obtener o de un modelo modal – experimental- o aplicando una serie de algoritmos de reducción sobre el modelo de elementos finitos inicial.
- Predicción de comportamiento ante fuerzas: una de las aplicaciones de este tipo de análisis, es la de predecir la respuesta vibratoria que va a presentar el sistema ante una fuerza determinada, para ello se debe registrar el comportamiento previo a la aplicación de la fuerza y el comportamiento posterior, para finalmente hacer una comparación entre ambos y evaluar la respuesta del sistema ante esa fuerza en particular.
- Identificación de fuerzas: en ocasiones hay una serie de fuerzas que inducen vibraciones severas pero que no pueden ser medidas, mediante el análisis modal y mediciones modales realizadas previamente, se puede identificar todas aquellas fuerzas que generen una respuesta considerable.
- Predicción de comportamiento: a través de los análisis modales se puede prever el comportamiento ante alguna coacción o alguna fuerza que va a presentar el sistema, ya que proporcionará información sobre la integridad del modelo a medir, así como, sobre el entorno dinámico, y sobre todo del factor de amortiguamiento de la estructura que es fundamental para hacer la previsión, estas predicciones se pueden utilizar para pronosticar la vida a fatiga de la estructura, por ejemplo.
- Acoplamiento de subestructuras: consiste en conocer el conocimiento de la estructura completa a partir del conocimiento de cada uno de sus componentes, se suele utilizar en aquellas estructuras con una geometría muy compleja que dificulta considerablemente la medición sobre la estructura en su conjunto.
- Detección de daños estructurales: un uso muy extendido en la industria aeroespacial, por ejemplo, consiste en la localización de defectos que al ojo humano resultan invisibles, se consigue mediante la comparación con los datos del sistema sin defecto como base.

- Control de vibración activo: para poder ejecutar un sistema de control de las vibraciones que actúan sobre el modelo, es preciso la aplicación de un modelo matemático preciso que establezca los límites de las características dinámicas que presentan. El análisis modal experimental supone una herramienta perfecta para este tipo de sistemas de control.

### Marco físico-matemático

En este apartado se va a proceder al estudio físico matemático del caso mas sencillo que se puede encontrar, este es, el de un grado de libertad, es decir, se puede describir el movimiento conservativo y no forzado del conjunto por medio de una única coordenada.[13]

Se consideran sistemas conservativos a aquellos que no dispongan de ningún disipador de energía, es decir, que no disponga de amortiguadores. Pudiéndose, por tanto, reducir el sistema a una masa, que se puede mover en una única dirección, y que se muestra unida a un punto fijo mediante un muelle de rigidez elástica igual a  $K$ .

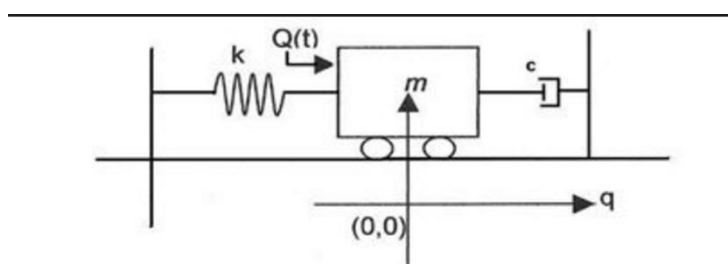


Ilustración 4-320: sistema de un grado de libertad completo

$$m * \ddot{X} + c * \dot{X} + k * x = Q(t) \quad (4.1)$$

Este se trataría de un sistema completo pues contiene un disipador de energía que es el amortiguador.

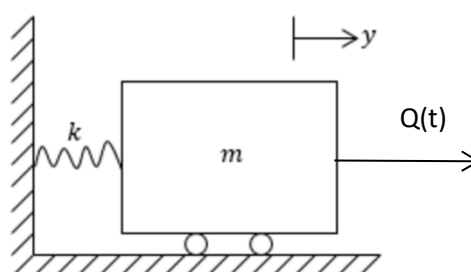


Ilustración 4-421: sistema de un grado de libertad conservativo

$$m * \ddot{X} + k * x = Q(t) \quad (4.2)$$

Este caso se trata de un sistema de un grado de libertad conservativo, pues se ha eliminado el amortiguador.

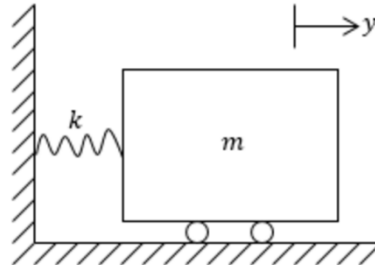


Ilustración 4-5: sistema de un grado de libertad conservativo y no forzado.

$$m * \ddot{X} + k * x = 0 \quad (4.3)$$

Este caso se trata de un sistema conservativo y no forzado, que tal y como se mencionó, es el que se va a analizar por ser el más sencillo:

Aplicando las condiciones de contorno:

$$x(0) = x_0 \quad (4.4)$$

$$\dot{x}(0) = 0 \quad (4.5)$$

Resolviendo la ecuación diferencial se obtiene:

$$x(t) = x_{0*} \cos(\Omega * t) \quad (4.6)$$

$$\Omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (4.7)$$

Como se puede apreciar se trata de un movimiento armónico a una frecuencia  $\Omega$ , la cual depende únicamente de la rigidez y de la masa, y no de las condiciones iniciales ni de la velocidad de circulación.

Para poder realizar un análisis modal en un bogie, el cual tiene infinitos grados de libertad, se debe recurrir al método de los elementos finitos, mediante el cual se podrá realizar una discretización del sistema [14], esto es, dividirla en un conjunto de elementos no solapados entre sí, dentro de los cuales destacan los vértices, o las intersecciones entre las líneas que forman los elementos, a cada uno de esos puntos se los denomina nodos, y un conjunto de nodos constituyen la malla.[12]

## Análisis modal de un bogie

Como se acaba de explicar, para poder aplicar un análisis modal a un eje, será necesario hacer uso del método de los elementos finitos.

Una vez discretizado todo el medio continuo, se debe determinar los grados de libertad que presentan cada nodo, este proceso lo suele realizar el mismo software de elementos finitos, posteriormente se deben establecer las relaciones existentes entre los valores de la misma variable de los distintos nodos, estas relaciones presentan una tendencia lineal, y en su conjunto, forman una matriz denominada “matriz de rigidez del sistema”.

Si se tratase de un sistema estático, cuyo objetivo es la determinación de la cantidad de desplazamiento experimentado por la masa, simplemente se deben aplicar las expresiones anteriores en forma matricial, pues ahora se pasa de tener un solo elemento a un conjunto de elementos.

Pero en este proyecto se trata el caso de un análisis dinámico, no estático como en los casos anteriores, por lo que la expresión que representa el comportamiento dinámico de sistema flexible es la siguiente:

$$[M] * \{\ddot{U}\} + [c] * \{\dot{U}\} + [K] * U = \{F\} \quad (4.8)$$

Donde:

[M]= matriz de masa del conjunto, simétrica cuadrada de  $n \times n$ .

[C]= matriz de factores de amortiguamiento, simétrica cuadrada de  $n \times n$ .

[K]=matriz de rigidez del sistema, simétrica cuadrada de  $n \times n$ .

{F}=matriz columna de fuerzas externas aplicadas sobre la masa, matriz de  $n \times 1$

{U}= matriz columna de desplazamiento, matriz de  $n \times 1$ .

Donde  $n$  representa el número de grados de libertad del sistema.

Tal y como se comentó anteriormente, la frecuencia naturales de los modos de vibración se dan en sistemas conservativos y no forzados, por lo que para determinar los distintos modos de vibración se deben eliminar de la expresión anterior los factores dependientes de amortiguación y fuerzas externas, reduciéndose la ecuación a:

$$[M] * \{\ddot{U}\} + [K] * \{U\} = 0 \quad (4.9)$$

Cuya solución es la siguiente:

$$\{U\} = \{D\} * e^{i*w*t} \quad (4.10)$$

$\{D\}$ = vector de  $n \times 1$ , representa las frecuencias naturales del conjunto.

Una vez se tiene esta expresión, para determinar los modos de vibración y sus frecuencias naturales, basta con sustituir esta expresión en la ecuación del movimiento – ecuación 4.9-, anteriormente comentada, generando un problema modal general con la siguiente forma:

$$[[K] - w^2 * [M]]\{D\} = 0 \quad (4.11)$$

De esta ecuación solo se pueden obtener soluciones no triviales cuando el primer factor se iguala a cero, por lo que queda reducida a:

$$[[K] - w^2 * [M]] = 0 \quad (4.12)$$

Esta es la expresión denominada de “frecuencia característica”, resolviendo el determinante se obtiene una ecuación algebraica de orden  $n^2$ , cuyas soluciones reales y positivas se corresponderán con las frecuencias naturales de la estructura, por lo que se podrán calcular los vectores propios – modos de vibración- y los valores propios – frecuencias naturales-.

## Transición de análisis modal a dinámico

Los análisis transitorios se emplean cuando se quiere conocer la respuesta del sistema frente a cargas dependientes del tiempo, es decir, cuasiestáticas.

El método aplicado en el software PTC Creo Simulate para solucionar este problema es el de superposición modal, por lo que es el que se va a utilizar en este proyecto, el cual permite determinar las cargas dinámicas actuantes sobre el sistema, es el método recomendado por la IAPF, es decir, la instrucción de acciones de puentes de ferrocarriles.

PTC Creo Simulate no permite la ejecución de ningún análisis dinámico, sin haber realizado previamente un análisis modal, en este análisis modal no se tendrá en cuenta el amortiguamiento del bogie, sin embargo, posteriormente dispondrá un amortiguamiento modal, asignando a cada modo de vibración un factor de amortiguamiento.

Resulta necesario el cambio del sistema original del espacio físico a un sistema que se desarrolle en el espacio modal, esto se logra mediante la conversión de los

desplazamientos  $u(t)$  por su valor en función de los propios modos de vibración  $[a]$ , y de unas funciones  $Y(t)$  en la ecuación dinámica – ecuación 4.8-. [12]

Dado que posteriormente se aplicará un amortiguamiento modal, se debe considerar la hipótesis de que se está en un sistema desacoplado donde  $[C]$  no tiene influencia.

$$\{U\} = [a] * \{Y\} \quad (4.13)$$

Mientras que el amortiguamiento modal se aplicará siguiendo la expresión:

$$[C]_i = 2 * \beta_i * [M] * w_i \quad (4.14)$$

Sustituyendo se obtiene la siguiente expresión:

$$\ddot{Y}_i + \beta_i * 2 * w_i * \dot{Y}_i + w_i^2 * Y_i = \frac{P_i(t)}{M_i} \quad (4.15)$$

Donde:

$\{U\}$ = matriz columna de desplazamiento.

$Y_i(t)$ = función intermedia propia del modo  $i$ .

$[a]$ = matriz de modos de vibración ( $\{D\}_1, \{D\}_2, \dots, \{D\}_n$ ).

$\{Y\} = \{Y_1, Y_2, \dots, Y_n\}^T$

$M_i$ = masa reducida ( $\{a\}_i^T * [M] * \{a\}_i$ )

$P_i(t) = \{a\}_i^T * \{F\}$

$W_i$ = frecuencia natural del modo de vibración  $i$ .

$B_i$ = porcentaje de amortiguamiento crítico.

Da lugar a un sistema de  $n$  ecuaciones con  $n$  incógnitas, desacopladas entre sí y se puede solucionar fácilmente, una vez se disponga de  $Y(t)$ , se pueden obtener las deformaciones mediante el uso de la ecuación 4.13 y con ellas todos los esfuerzos en todos los puntos de la estructura en cualquier instante de tiempo, quedando resuelto el sistema total.





# Capítulo 5

## INTRODUCCIÓN A PTC CREO Y METODOLOGÍA.

### Introducción a PTC CREO

PTC Creo, previamente llamado Pro /Engineer, es un software considerado de categoría CAD/CAM/CAE, es decir, dispone de aplicaciones que permiten realizar simulaciones en los ámbitos de diseño, fabricación e ingeniería asistida por ordenador.

El propietario de dicho programa informático, es la empresa estadounidense PTC, fundada en 1985. Tras el lanzamiento de varias versiones y actualizaciones desde el Pro/Engineer de 1988, hasta la versión utilizada en este trabajo PTC Creo 3.0. PTC ha ido creciendo hasta ser una de las empresas líderes del sector, trabajando con más de 28.000 empresas y disponiendo de oficinas por todos los continentes, excepto África.

Las distintas aplicaciones informáticas de PTC tienen como principal objetivo el “ofrecer soluciones tecnológicas que transforman la manera en que se crean, manejan y reparan los productos” [15].

En la actualidad, la principal ventaja que presenta *creo parametric* frente a sus principales competidores, como CATIA, Siemens NX o SolidWorks, radica en la disponibilidad inmediata como software corporativo de la universidad Carlos III de Madrid, así como, que es una herramienta más económica, llegando a ser de esta forma, de especial utilidad para el ámbito académico.

Como se comentó anteriormente, se trata de un software CAD/CAM/CAE. A continuación se va a explicar brevemente las particularidades de cada una de las capacidades:

- **Fabricación:**

Las aplicaciones orientadas a las simulaciones en el entorno de la fabricación, están orientadas a proporcionar soluciones de control numérico, permitiendo al usuario aproximarse notablemente a la realidad de su proceso, pudiendo generar la geometría y trayectoria deseada, así como, la herramienta de corte que se va a utilizar y los programas de inspección pertinentes.

Las consecuencias del uso de este software para las empresas son la mejora de la eficacia y la excelencia, pudiendo planificar la fabricación y los recursos; y el aumento de la calidad a un coste razonable, permitiendo unificar los elementos principales de diseño, reduciendo los tiempos. [ 15]

- **Análisis:**

PTC ofrece la posibilidad, mediante sus distintas aplicaciones, de ejecutar análisis estático, térmico, dinámico y de fatiga, herramientas de vital importancia para el desarrollo del producto sin aumentar en demasía los costes.

Una de las herramientas de las que dispone este software de mayor repercusión en la práctica, es la de optimización del diseño, factor clave que puede suponer el aumento de las capacidades técnicas del producto, y/o una mayor facilidad en el proceso de construcción.[12]

- **Ingeniería de diseño:**

Las distintas aplicaciones de PTC permiten automatizar procesos anteriormente manuales, dando lugar a diseños de una mayor calidad en un tiempo mucho más reducido.

El programa ofrece la posibilidad de crear superficies técnicas, superficies de gran precisión de detalles, permiten desarrollar productos innovadores sin la necesidad de tener que producirlos con los costes que esto genera, así como, nos dan la posibilidad de diseñar tuberías, cables y mazos de cables.

Todo esto, implica el poder hacer diseños industriales, conceptuales y de sistemas ruteados.

Los módulos que se van a utilizar en este trabajo son el de análisis y el de ingeniería de diseño. El de análisis se usará mediante *creo simulate*, con este se realizarán los análisis necesarios, para ello en un primer momento, habrá que unir las distintas partes del bogie, habrá que asignarles un material, mallarlo y finalmente ejecutar análisis. La parte de ingeniería de diseño se usará mediante *creo parametric*, con este módulo se pueden generar las distintas geometrías de todas las piezas que componen el Bogie.

### TIPOS DE CONEXIONES

Los distintos tipos de uniones proporcionados por PTC CREO permiten obtener una mejor aproximación a la realidad en cuanto a la idealización de las relaciones entre los distintos elementos que conforman el conjunto mecánico. PTC CREO ofrece tres tipos de conexiones:

- **Rigid Link:** enlace que permite unir puntos, líneas y superficies tanto planas como curvas, dotando a los elementos de un comportamiento de sólido-rígido. Si aplicamos un esfuerzo puntual, o sobre una parte reducida de una superficie, esta se desplazará como un sólido rígido moviéndose todos los puntos por igual y sin distribuir la tensión.
- **Weighted Link:** conexión entre puntos, líneas y superficies tanto planas como curvas pero con la necesidad de indicar un punto de referencia. En este tipo de conexión el conjunto formado por los elementos unidos no tienen un comportamiento de sólido rígido, los puntos que conforman la unión se pueden desplazar entre ellos, variando la distancia relativa entre los puntos sucesivos de la unión, y permitiendo la distribución de la fuerza a lo largo de la superficie de contacto, es decir, se comporta como un sólido flexible. La media del movimiento de estos puntos será del mismo valor que el movimiento del punto de referencia.
- **Interface:** en este tipo, solo se pueden unir las superficies entre sí, o puntos entre sí, pero no se pueden unir puntos con superficie por ejemplo, dentro de este tipo de unión hay tres tipos:
  - **Contact:** es un tipo de contacto en el que los dos elementos que se unen no pierden su independencia, es decir, no forman un conjunto, pueden distanciarse pero no pueden solaparse. Si se utiliza este tipo de uniones hay que hacer análisis no lineales, por este motivo en este proyecto quedan descartados.
  - **Free:** es una conexión en la que ambos elementos no interaccionan, es libre. Se usa en caso en los que los elementos realmente no están unidos y por tanto no se van a transmitir los distintos esfuerzos de uno a otro, el motivo por el que se usa, es para que no se generen errores a la hora de realizar el mallado de la pieza.

- **Bonded**: es un tipo de unión que da la posibilidad de conectar elementos, de tal forma que el programa a la hora de realizar la simulación no interpreta la discontinuidad, lo ejecuta como si fuese una única pieza. Es un tipo de unión que resulta de gran utilidad a la hora de realizar piezas complicadas, ya que te permite crearlas por partes y posteriormente unirlos sin modificar el comportamiento real.

Para seleccionar en el programa los diferentes tipos de uniones, se debe abrir la aplicación *creo Simulate*, una vez que se está en dicha aplicación, se debe ir a la opción *refinar modelo*, una vez se está en esta ventana, se puede seleccionar las interacciones deseadas.



Ilustración 5-1: barra de herramienta de PTC para la selección de enlaces

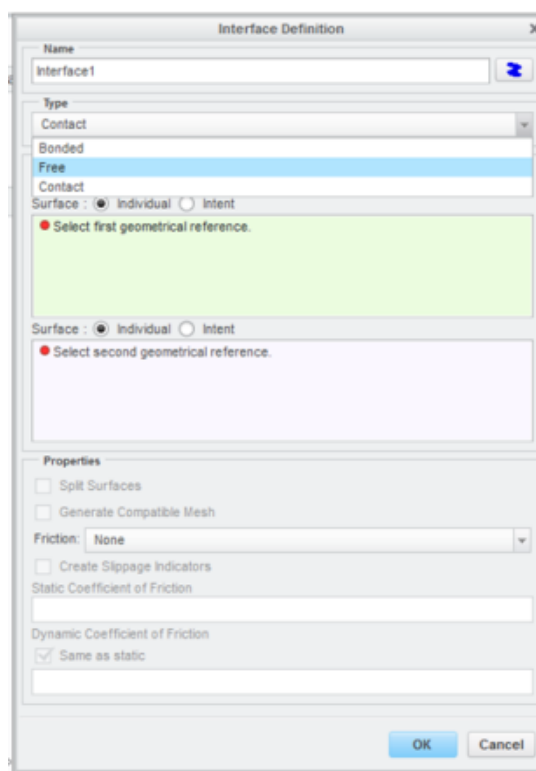


Ilustración 5-2: cuadro de especificación de contacto interface

### TIPOS DE MUELLES

PTC CREO SIMULATE permite mediante sus herramientas, la introducción de muelles. No los introduce como piezas, si no que en un punto determinado se le indica el tipo de muelle del que debe disponer y lo tiene en cuenta a la hora de las simulaciones. Esto es de vital importancia ya que nos permite considerar la suspensión de la que va a disponer en la realidad, de no poderse introducir, no se conseguirían datos verídicos.

El software ofrece la posibilidad de introducir tres tipos de muelles:

- Simple: Es una clase de muelle en el que solo se tiene en cuenta la deformación en la dirección marcada por los puntos extremos del muelle, comienzo y final, de esta forma, solo se pueden introducir dos constantes de rigidez extensional y torsional.
- Advanced: Se trata de un muelle bastante más completo que el anterior debido a que considera la transmisión de carga, y por tanto la deformación, en todas las posibles direcciones. Se pueden introducir las constantes de rigidez del muelle en varias direcciones y no solo en la marcada por el muelle como ocurre con el anterior tipo.
- To Ground: se utiliza para los casos en los que la transmisión de cargas es entre un punto y otro que es fijo, o considerado como tierra, es decir, no se mueve respecto al centro de masa, punto en el que se sitúa el sistema de coordenadas del bogie entero.[12]

Para poder seleccionar el tipo de muelle hay que ir a *PTC CREO SIMULATE*, *refinar modelo* y después se selecciona *muelle*, una vez se selecciona se abre la ventana que aparece en la figura de abajo y se marca en función del caso que se desee.

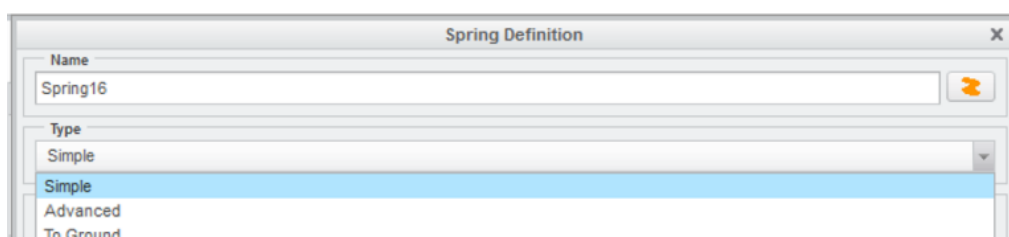


Ilustración 5-3: barra de selección del tipo de muelle de PTC CREO

### TIPOS DE ANÁLISIS ESTRUCTURALES EN PTC CREO

PTC CREO SIMULATE ofrece la posibilidad de hacer distintos análisis, que se van a explicar en este apartado, los cuales nos permiten realizar un estudio estructural y/o térmico. [16]

Los análisis térmicos, no se van a utilizar en este trabajo, debido a que no se estudia la influencia de la temperatura en el rendimiento, y estos análisis estudian la repercusión de las cargas térmicas sobre el mecanismo bajo unas condiciones de contorno definidas por el usuario.

Los análisis estructurales, son los que se van a utilizar en este proyecto, ya que miden la repercusión de un esfuerzo sobre un mecanismo en unas condiciones de frontera determinadas. Los diferentes tipos de análisis son los siguientes:

- Análisis estático: Muy indicado para análisis estructurales y para aquellos en los que los esfuerzos soportados sean independientes del tiempo. Se suele utilizar para el estudio de aquellos casos en los que hay contacto entre componentes ya que permiten analizar los casos lineales y los no lineales. Proporcionan valores de deformación y tensión.
- Análisis modal: Proporciona como resultados los “estados de vibración” de un mecanismo, es decir, mediante estos análisis se puede conocer el comportamiento del mecanismo ante las vibraciones y sus frecuencias naturales. Para poder realizar cualquier análisis dinámico, es necesario ejecutar previamente un modal.
- Análisis con precarga: Permite ejecutar análisis modales y estáticos en aquellos casos en los que el conjunto mecánico soporta una precarga.
- Análisis de pandeo: por medio de este análisis se puede determinar la carga crítica a partir de la cual, la estructura pierde su estabilidad. A partir de las cargas proporcionadas por un análisis estático que se debe hacer previamente, se puede determinar el factor de pandeo de la estructura. Del producto de dicho factor por la carga soportada surge la carga crítica anteriormente mencionada.
- Análisis de fatiga: Muy útil para el estudio de aquellas estructuras o mecanismo que sufren cargas oscilantes, ya que mediante este análisis se puede obtener el número de ciclos de vida de un componente y a partir de este número de ciclos, se puede obtener la carga máxima para alcanzar el régimen de “vida infinita”.

- Análisis dinámico: es el análisis que se debe utilizar cuando el mecanismo experimenta unas cargas que no son cuasiestáticas, el software resuelve este tipo de problemas haciendo uso del método de superposición modal. para poder realizar el análisis el sistema dinámico debe ser lineal, por tanto, PTC CREO no puede realizar análisis dinámicos en casos en los que exista problemas de contacto o de fricción. Tal y como se comentó anteriormente, para poder ejecutar cualquier tipo de análisis dinámico, es preciso que previamente se haya realizado un análisis modal.

Los distintos análisis dinámicos que este programa puede hacer son:

- Dynamic Time Analysis: ejecuta un análisis dinámico sobre una estructura o mecanismo que está expuesto a un esfuerzo dependiente del tiempo.
- Dynamic Frequency Analysis: se utiliza en aquellos casos en los que el sistema experimenta una excitación periódica y armónica, o lo que es lo mismo, soporta una fuerza que varía con la frecuencia describiendo una función coseno.
- Dynamic Shock Analysis: es de especial utilidad para el estudio de la respuesta del sistema ante un terremoto, es decir, ante un espectro de excitaciones transitorias de corta duración.
- Random Response Analysis: tanto la entrada como la salida son unas funciones que han sido obtenidas a partir de un análisis de densidad espectral.



## ANÁLISIS DEL MALLADO

PTC CREO es un software que realiza los distintos análisis usando el método de los elementos finitos, permitiendo obtener valores estimados de las cargas, desplazamientos, aceleraciones, etc; experimentados por el bogie.

El método de los elementos finitos, método iterativo basado en la convergencia para la resolución de problemas, se basa en la división de la geometría compleja de la pieza en pequeños elementos, los llamados elementos finitos, facilitando su resolución. Los elementos finitos están conectados entre sí por puntos llamados nodos, al conjunto de elementos más nodos es a lo que se considera malla.

Como se comentó anteriormente, este método nos permite obtener unos resultados aproximados, la precisión de esta estimación depende del número de nodos y elementos, y del tipo -forma geométrica- del elemento utilizado. Cuanto menor sea el tamaño mayor será el número de elementos y mayor precisión tendrán los resultados [17].

En la actualidad para comprobar la convergencia numérica de la solución se utilizan dos métodos. El *h-method* y el *p-method*.

*h-method*: es el método de resolución convencional, obtiene los resultados mediante un refinamiento de malla con el mismo tipo de elemento pero disminuyendo su altura característica, de esta forma, se divide cada elemento existente en dos o más elementos del mismo tipo pero de menor tamaño. [20]

*p-method*: es el método de resolución utilizado por CREO, obtiene los resultados usando la misma malla pero incrementando la precisión del campo de desplazamiento de cada elemento, de esta forma, se incrementa el grado del polinomio ( $p$ ) sin aumentar el número de elementos.[12][20]

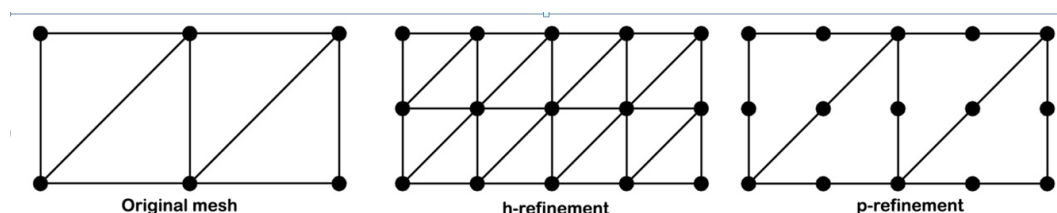


Ilustración 5-4: Forma de generación de malla

CREO Simulate [12] tiene la opción de hacer uso de ambos métodos, mediante el método de convergencia *single-pass adaptive (SPA)* se utiliza el *h-method*, y mediante el *multipass adaptive* se utiliza el *p-method*, además de estos dos, CREO ofrece la posibilidad de resolver el problema de una forma mucho más rápida pero imprecisa, este método de resolución es el llamado *quick check(QC)*, el cual no hace

uso de la convergencia para resolver el problema, pero puede valer para hacerse una idea sobre la magnitud de los valores de forma rápida y simple.

El SPA es un método que según informa el fabricante del software, dispone de la mejor relación de tiempo y recursos utilizados frente a la precisión de los datos proporcionados. [16]

El MPA es el método que proporciona los datos más precisos, pudiendo indicar el parámetro y porcentaje de convergencia, y por tanto, permitiéndonos extraer mas información. El gran inconveniente es que es el método que mas tiempo y recursos necesita.

A continuación, se va a hacer un estudio del tipo de mallado mas eficiente para el proyecto, en un primer momento se van a comparar los distintos métodos de resolución, todos con la misma malla para poder obtener resultados comparables, posteriormente una vez que se haya determinado el método más eficiente se realizará una comparación entre malla *autogem*, la que determina el software automáticamente, o una malla refinada manualmente, así como dentro de las refinadas el tipo de elemento a utilizar. Dado que se trata de una comparativa entre tipos de resolución y de mallas, se van a hacer todos los mallados en el caso de un bogie con una grieta de longitud igual al radio del eje.

Si se quiere obtener los resultados mediante el método de resolución h-method, se debe utilizar QC ( $p=3$ ) o MPA con un  $p=1$  y refinando la malla manualmente, de esta forma se realizará en un único paso, pero aun así, no cumpliría la definición anterior de h- method ya que los sucesivos refinados no se corresponderían a un teselado de la malla original [12].

	Tamaño máximo de elementos (mm)	Nº de elementos	Tiempo de computación (min)	Frecuencia modo 1 (Hz)	Frecuencia modo 2 (Hz)	Polinomio de convergencia
<b>QC</b>	Autogem	33054	4,483	8,56966	10,62003	3
<b>SPA</b>	Autogem	33054	11,55	7,56886	7,61935	4
<b>MPA</b>	Autogem	33054	33,8	7,56845	7,61929	5

Tabla 5-1: características de la malla en función del método de resolución

Tras la realización del tipo de método de resolución, se puede corroborar lo comentado anteriormente, el método QC es el más rápido e impreciso, solo sirve para

adquirir una primera aproximación a los valores. Los métodos MPA y SPA ofrecen valores de frecuencia muy similares, esto en parte se debe a que todos los elementos del bogie cuentan con la misma rigidez, por tanto, dado que ofrecen resultados similares, siendo el SPA mucho más rápido, se puede concluir que el método de resolución más eficiente para este proyecto es el SPA.

Ahora se va a realizar un estudio para saber si merece la pena hacer un refinado manual de la malla en las zonas donde se va a centrar más el estudio, es decir, en la grieta y en ambas cajas de grasa del eje 1, o aceptar el que realiza CREO por defecto, para ello se realizarán análisis SPA con los distintos casos.

Una vez que se tenga definido el tipo de refinamiento a aplicar solo falta concretar si elegir entre tipo de celda “quad, tri” o tipo de celda “tri”, así como la geometría de los elementos en las cuales CREO Simulate te deja elegir entre “brick, wedge, tetra” o “wedge, tetra”.

Zona de refinamiento	Nº de elementos	Tiempo de computación (min)	Frecuencia modo 1 (Hz)	Frecuencia modo 2 (Hz)	Tiempo de creación de malla (min)
Ninguna	33054	11.55	7,56886	7,61935	1.23
Grieta	34649	12.11	7,56853	7,61931	1.24
Cajas de grasa 1 y 2	47348	18.40	7.56663	7.61235	1.24
ambas	47643	18,45	7.56554	7.6092	1,25

Tabla 5-2: características de la malla en función del grado de refinamiento

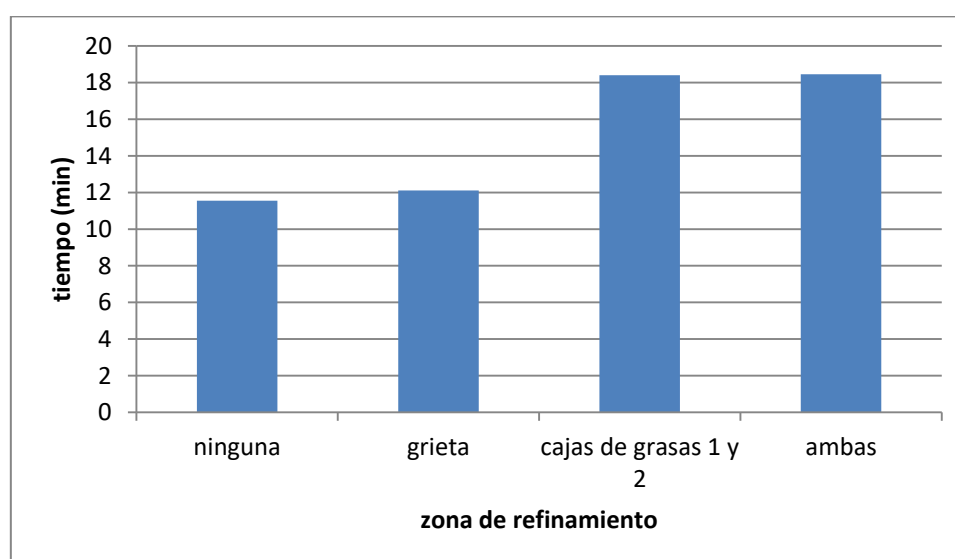


Tabla 5-3: tiempos totales de la malla en función de la zona de refinamiento de la malla

Se puede observar en los gráficos como la forma más eficiente de mallar, es la que nos proporciona de manera automática el programa, la cual se adapta perfectamente a los cambios de sección introduciendo mayor número de nodos y elementos en la grieta y en las cajas de grasa, que son las zonas que vamos a analizar con más dedicación

Tipo de celda	Tipo de elemento	Nº de elementos	Tiempo de computación (min)	Frecuencia de modo 1 (Hz)	Frecuencia de modo 2 (Hz)
Quad, tri	Brick, wedge, tetra	33054	11.55	7,56886	7,61935
Quad, tri	Wedge, tetra	33054	10.31	7.5688	7.61935
tri	Brick, Wedge, tetra	33054	10.31	7,56886	7,61935
tri	Wedge, tetra	33054	9.8	7,56886	7,61935

Tabla 5-4: características del mallado en función del tipo de elemento

Tal y como se aprecia en la tabla 5-4, no se produce ningún cambio en función del conjunto de celda ni del conjunto de elemento, por lo que se aplicará el que proporciona el programa por defecto, es decir, el de la tercera fila. Pues la pequeña ganancia de tiempo que supondría el último, se compensa con el tiempo empleado en realizar los cambios.

En las imágenes que se pueden ver a continuación, se representan las distintas mallas:

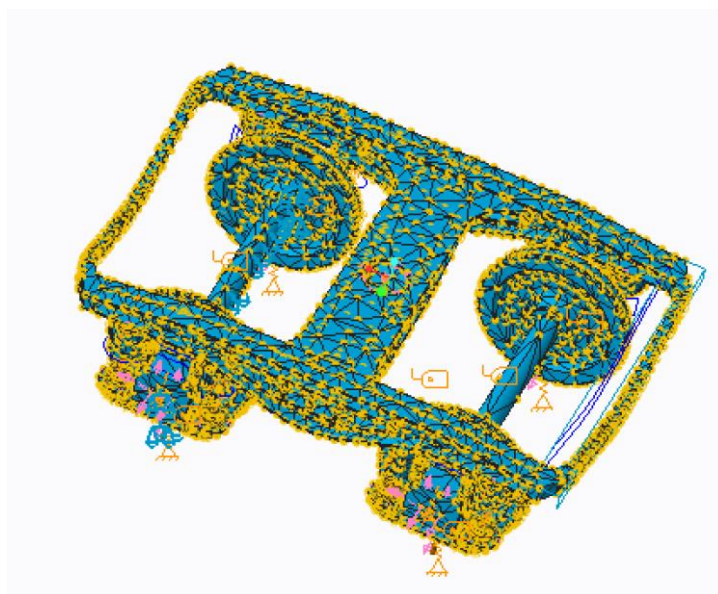


Ilustración 5-5: bogie mallado con malla normal en la forma "autogem"

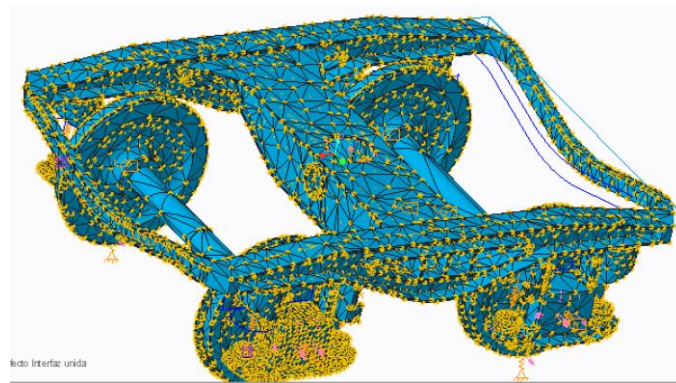


Ilustración 5-6: Bogie mallado con un refinamiento en las cajas de grasas del eje dañado

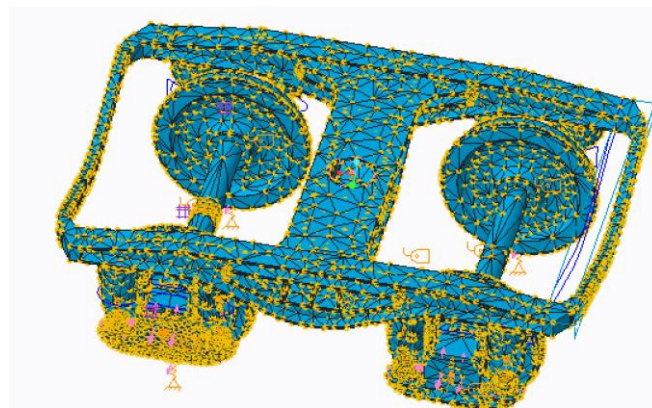


Ilustración 5-7: bogie mallado con un refinamiento en la grieta

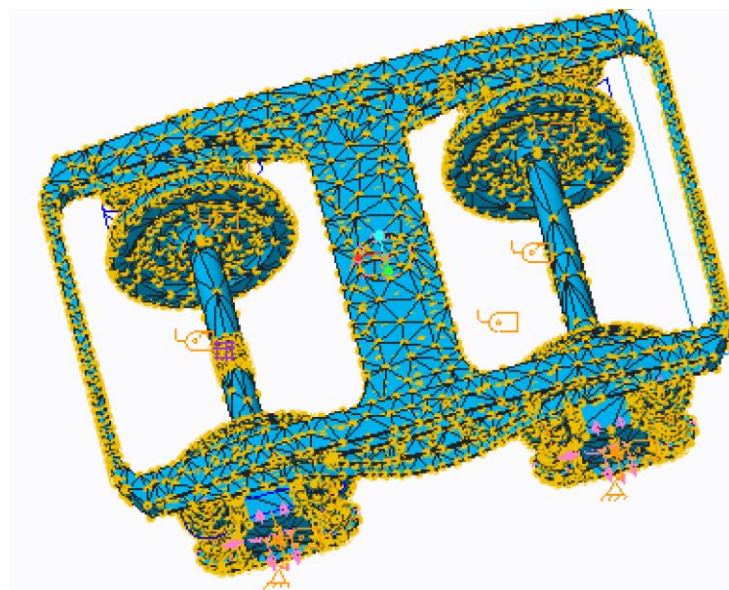
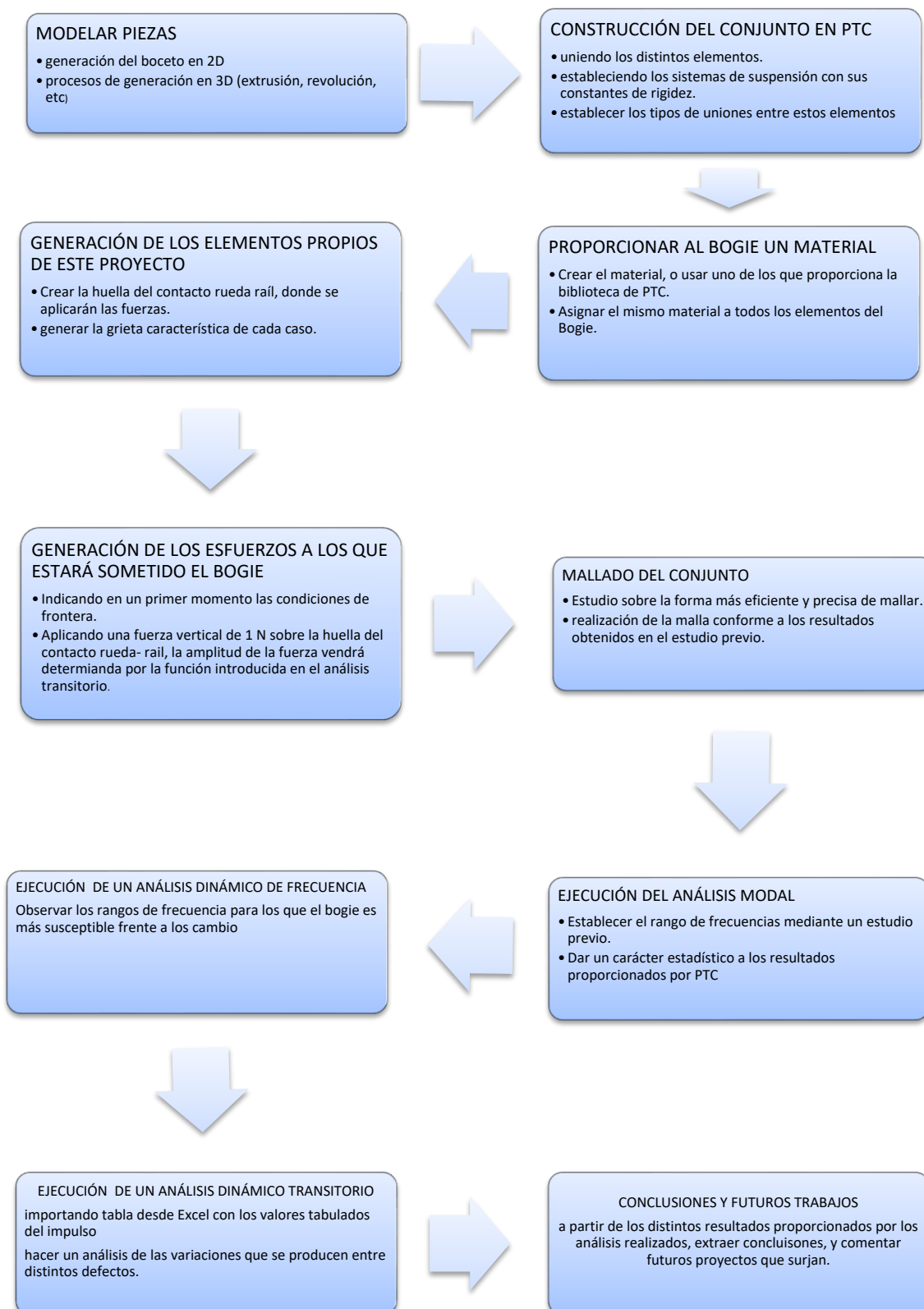


Ilustración 5-8: Bogie mallado con refinamiento en cajas de grasa y grieta

## Metodología

La metodología empleada en este proyecto sigue el siguiente gráfico:





### PREPARACIÓN DEL MODELO CAD

En esta parte del trabajo se va a exponer como se han unido las distintas piezas al bastidor generando el Bogie completo, para ello, se debe usar la aplicación *creo simulate*, en este trabajo el Bogie es una simulación algo simplificada del Y 21. En este apartado se explicarán las simplificaciones realizadas.

#### Contacto rueda-carril

En un primer momento se puede pensar que no es necesario en este proyecto analizar, y por tanto, tener en cuenta el tipo de contacto entre la rueda y el rail.

El motivo por el que se va a analizar, es porque el impulso que se le va a introducir al Bogie, se va a aplicar sobre la zona de la rueda que estaría en contacto con el rail, simulando de esta forma, que esa perturbación es fruto de alguna imperfección de la vía.

Al no ser objeto estudio la interacción entre la rueda y el rail, no se va a seguir la solución estática de Hertz [17], la cual demuestra que la huella de la rueda sobre la vía viene determinada por una elipse, en este trabajo se va a simplificar la simulación sustituyendo la elipse por una circunferencia de  $2\text{ cm}^2$  situada en el centro del perfil de la rueda, por tanto, otra de las hipótesis utilizadas en este trabajo, es que el tren al que va acoplado el Bogie circula en línea recta, y por tanto, centrado.

Para la ejecución de la huella será necesario crear inicialmente un esbozo en un plano horizontal, posteriormente se proyectará dicho esbozo sobre el perfil de la rueda, finalmente, dado que PTC no distingue la superficie de la huella y la del resto del eje, será necesario hacer una región de superficie refinando el modelo, a continuación se va profundizar en cada uno de los pasos.

Tal y como se mencionó anteriormente, el esbozo se debe realizar en uno de los planos que contenga la línea central del eje, para que su proyección al perfil sea homogénea. Se ha seleccionado el plano XY para contener dicho esbozo.

Para dibujar la huella basta con saber que la distancia entre ruedas es de 1690mm y por tanto siguiendo las hipótesis indicadas anteriormente, se deberá dibujar la circunferencia de radio de 7.98 mm – para que tenga la superficie anteriormente comentada- a una distancia respecto del centro de 845mm.

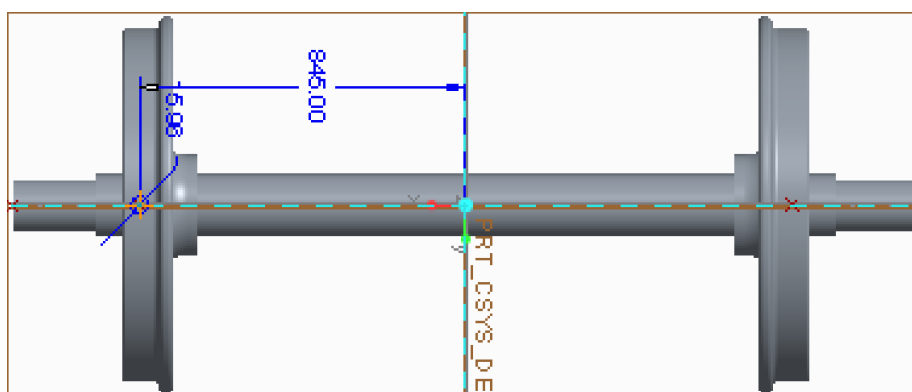


Ilustración 5-9: eje del bogie generado en PTC CREO parametric

Una vez que se tiene el boceto hay que proyectarlo al flanco de la rueda. Para proyectarlo, se marca la opción proyectar (ilustración 5-10) y se siguen las indicaciones del programa, estas son, marcar el boceto que se desea proyectar, el recién generado, y la superficie sobre la que se desea proyectar, el flanco.

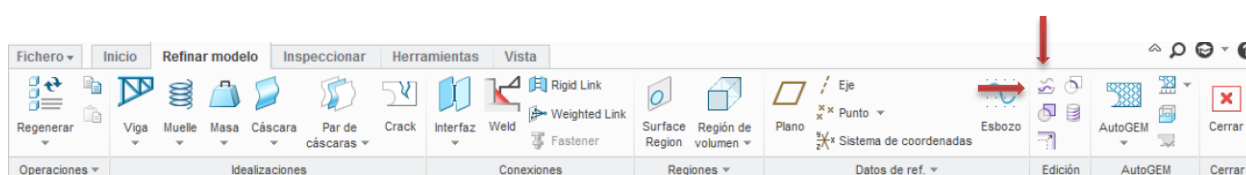


Ilustración 5-10: comando de proyección de boceto de PTC CREO Simulate

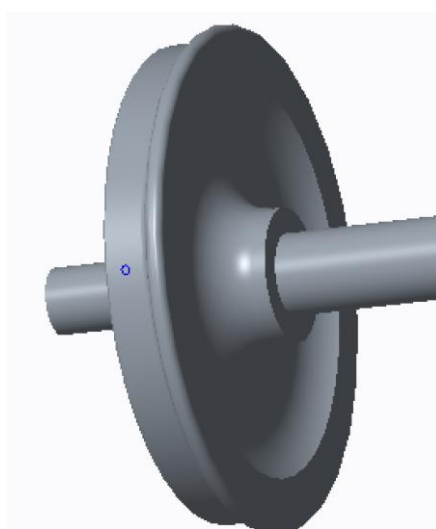


Ilustración 5-11: rueda ferroviaria generada en PTC CREO parametric

Una vez realizado la proyección (ilustración 5-11), se debe dividir las dos superficies tal y como se comentó anteriormente, para ello permaneciendo en la



opción de refinar modelo, seleccionamos la opción *Surface Region* (ilustración 5-12) y se deben seguir las indicaciones del programa, estas son la de indicar la región que se quiere separar, la del boceto proyectado, y seleccionar la superficie de la que se quiere separar, la del resto del eje.

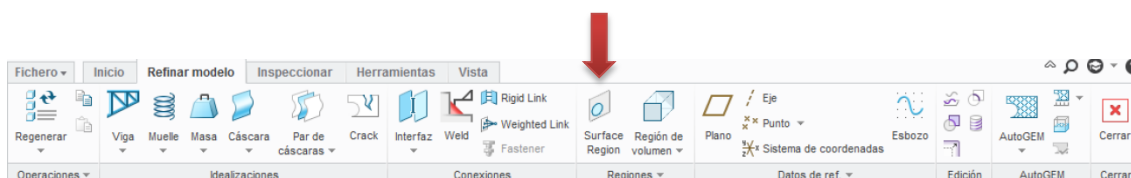


Ilustración 5-12: comando de partición de una superficie

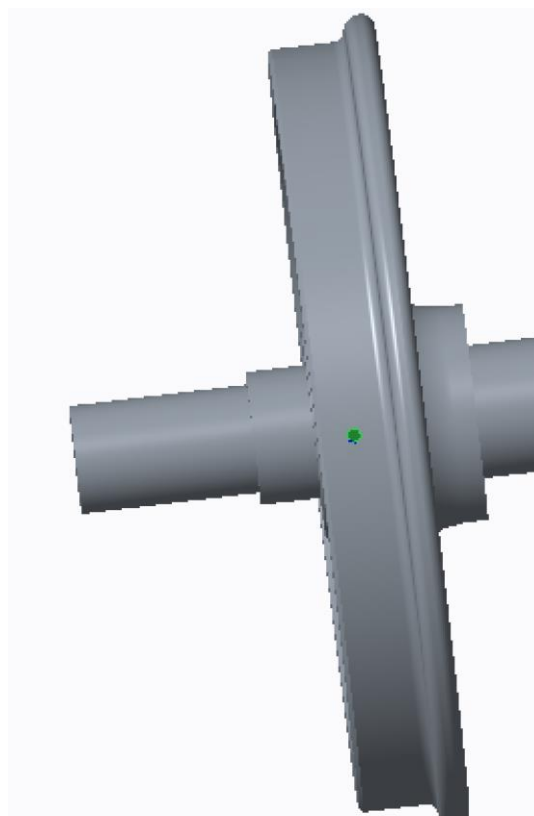


Ilustración 5-13: huella del contacto rueda - carril

Una vez separadas las superficies, se podrá generar una fuerza o impulso única y exclusivamente en la huella, y no en todo el flanco, por lo que se puede pasar al siguiente paso.

Si se dejase la simulación del eje en este punto, se estaría obviando un aspecto que se debe tener en cuenta por su importancia, este es el comportamiento elástico del contacto con el raíl. Este comportamiento se puede representar mediante un muelle del tipo “TO GROUND”, cuyos valores de rigidez longitudinal ( $K_{xx}$ ) y vertical ( $K_{zz}$ ) son de  $35 \times 10^6$  N/mm, y el de rigidez transversal ( $K_{yy}$ ) es de  $86 \times 10^6$  N/mm [12], el muelle se coloca en el punto central de la huella (ilustración 5-14).

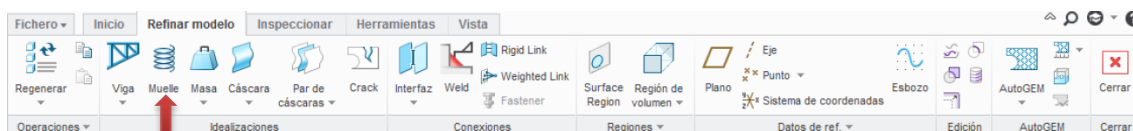


Ilustración 5-14: comando se elección de muelle de PTC CREO simulate

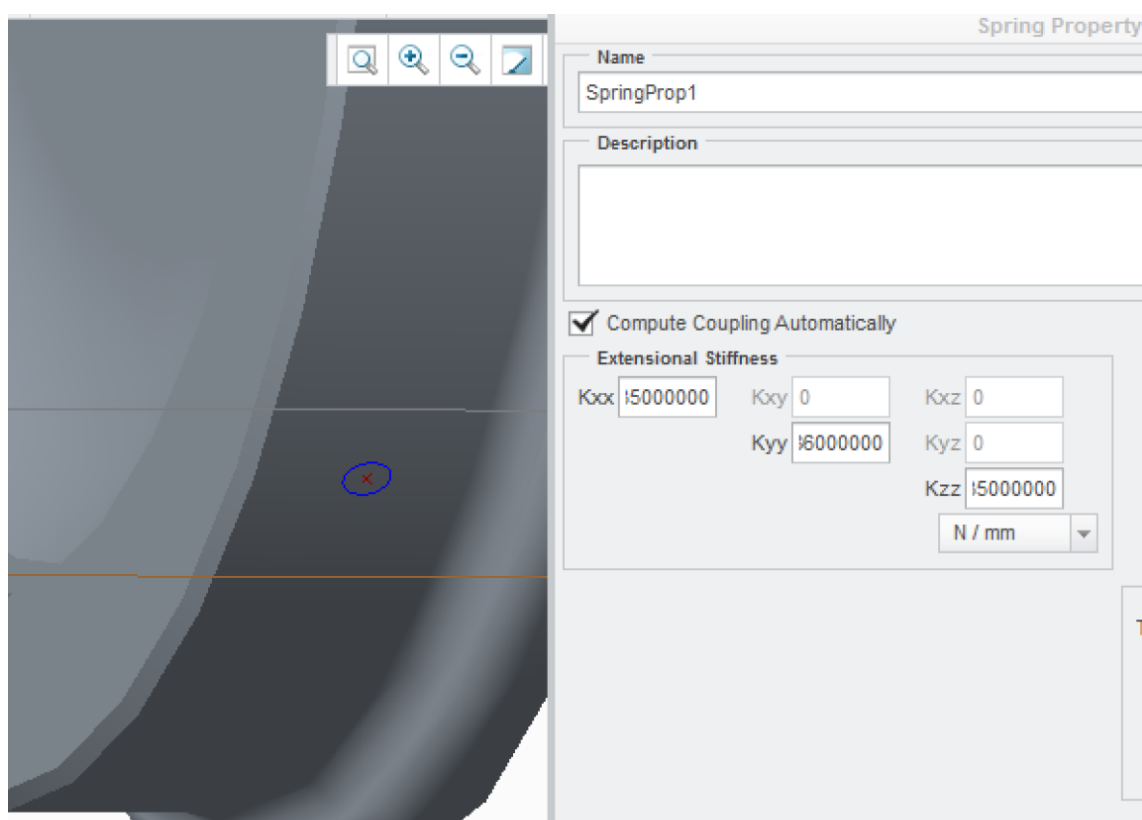


Ilustración 5-15: constantes de rigidez del muelle

Para finalizar esta parte, simplemente se debe unir el muelle con la huella, para ello se debe hacer uso de una unión tipo *Weighted Link*, y posteriormente se deben seguir los pasos indicados por el programa, estos son, seleccionar el punto de

referencia del muelle, el centro de la huella, y la superficie a la que se quiere conectar, esta es, la propia huella.

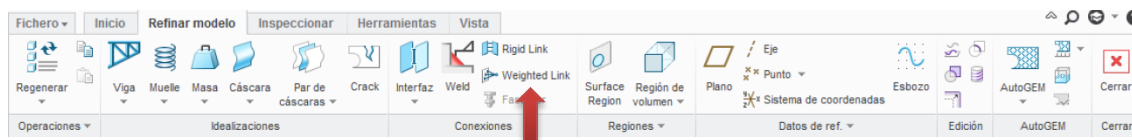


Ilustración 5-16: comando de selección de unión weighted link

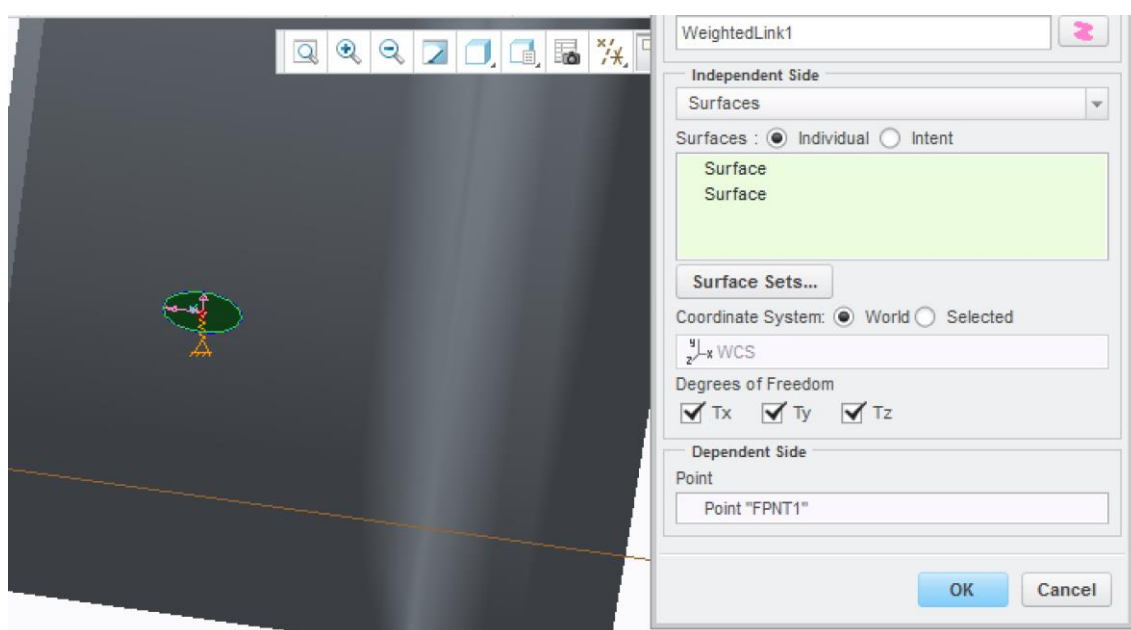


Ilustración 5-17: unión rueda- carril

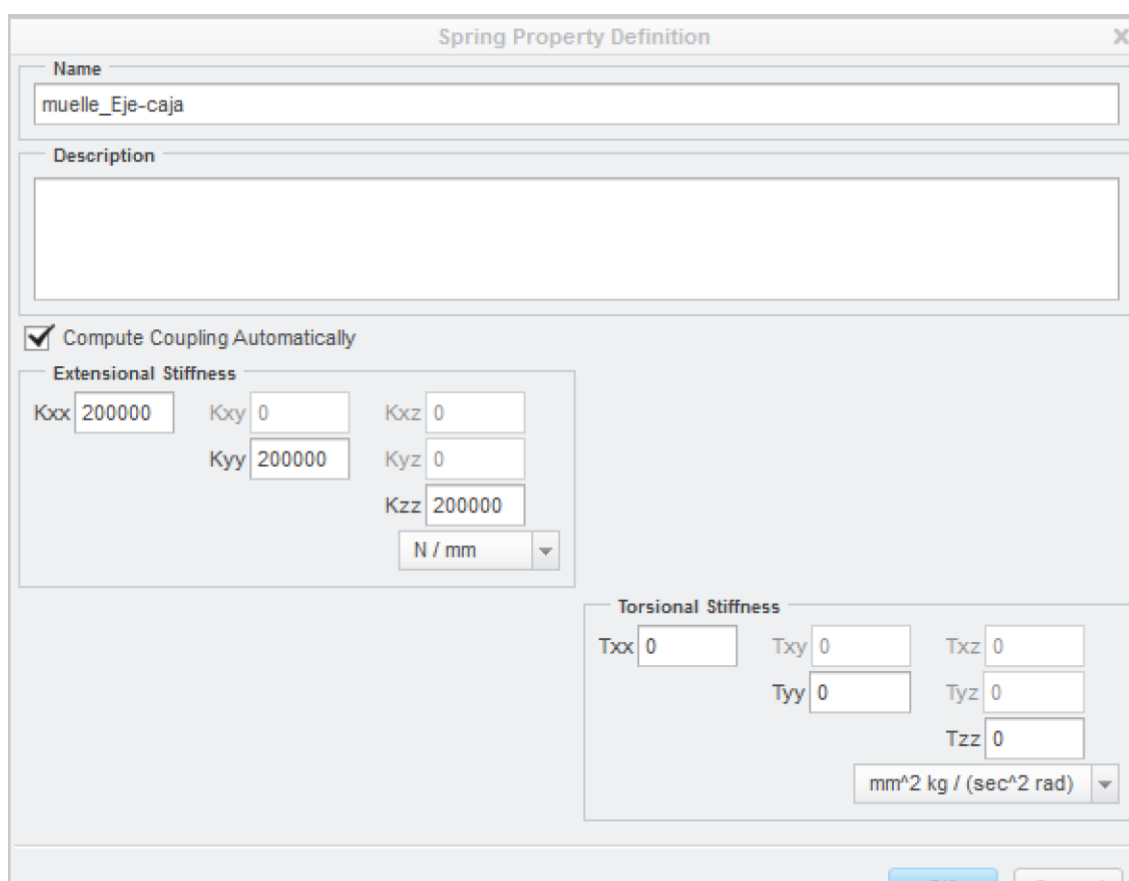
Finalmente tras la realización de todos los pasos en el orden indicado, la pieza debe quedar tal y como se muestra en la ilustración 5-17.

## Contacto eje caja de grasa

En la práctica de un Bogie Y21 real, el contacto entre la caja de grasas con el eje, se produce mediante un rodamiento de cilindros. En este proyecto, dicho rodamiento se va a simular mediante un muelle del tipo “ADVANCED” entre el eje y las dos cajas de grasas que hay por eje.

Las características técnicas del muelle anteriormente mencionado son, una constante de rigidez axial ( $K_{yy}$ ) de  $2 \times 10^5$  N/mm y una constante de rigidez radial ( $K_{xx}$  y  $K_{zz}$ ) de  $2 \times 10^5$  N/mm. Estos valores de rigidez vienen tabulados.

Para poder realizar esto, es necesario, en un primer momento seguir trabajando en *creo Simulate* posteriormente ir a la opción refinar modelo, dentro de esta opción se selecciona “muelle”, se va a abrir una ventana en la que deberemos marcar el tipo de muelle “ADVANCED” y las propiedades de este muelle, las rigideces.



**Spring Property Definition**

Name: muelle\_Eje-caja

Description:

☒ Compute Coupling Automatically

**Extensional Stiffness**

Kxx	200000	Kxy	0	Kxz	0
		Kyy	200000	Kyz	0
				Kzz	200000

N / mm

**Torsional Stiffness**

Txx	0	Txy	0	Txz	0
		Tyy	0	Tyz	0
				Tzz	0

mm^2 kg / (sec^2 rad)

Ilustración 5-18: características técnicas del muelle que une el eje y la caja de grasa

Una vez se han definido los muelles, tal y como se hizo anteriormente, hay que unir los muelles a la caja de grasa y al bastidor, esta unión se debe hacer mediante una conexión “*Weighted link*”, de tal forma que quede como en la ilustración 5-19 y en la ilustración 5-20, en las que se pueden ver el resultado final de la huella, hechos en el apartado anterior, y el resultado final de la unión caja de grasa – eje , realizados en este apartado.

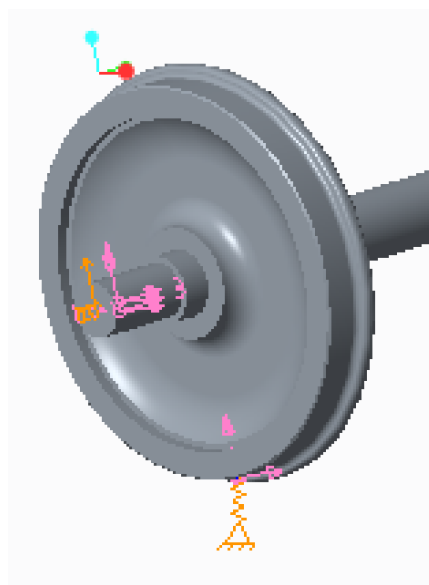


Ilustración 5-19: rueda final tras la aplicación de muelles y uniones

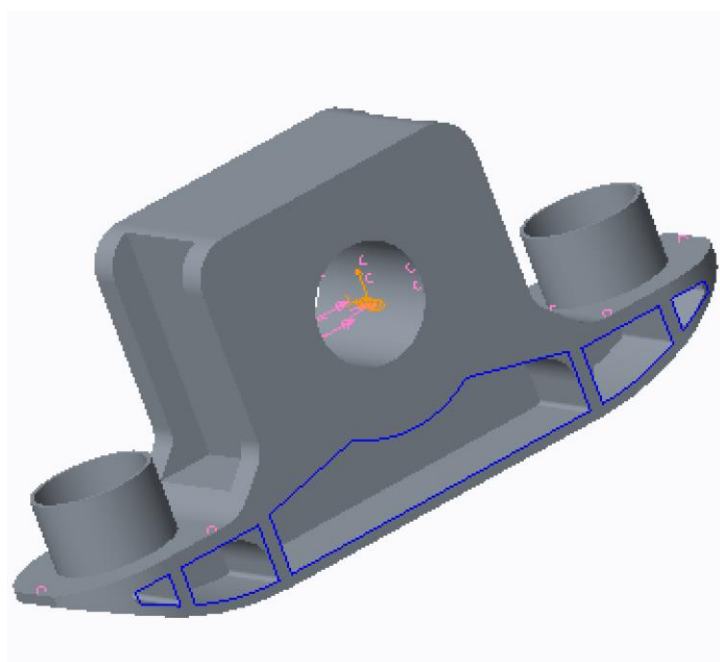


Ilustración 5-20: caja de grasa final tras la aplicación de muelles y uniones

### Contacto caja de grasa – bastidor

En el Bogie Y 21 utilizado en la realidad, esta unión la realizan mediante la propia suspensión del Bogie, la suspensión primaria. La suspensión primaria del Bogie tiene como objetivos absorber las irregularidades del carril y las deformaciones geométricas de la vía [18], en el caso del Y 21 está constituida por muelles helicoidales, un amortiguador de fricción Lenoir y un estribo que mantiene alineados a ambos componentes.

En esta simulación se va a aplicar otra simplificación, se va a considerar que toda la suspensión viene definida por dos muelles del tipo “ADVANCED” que van a unir las dos cajas de grasas con el bastidor, al mismo tiempo que va a actuar como suspensión primaria del modelo.

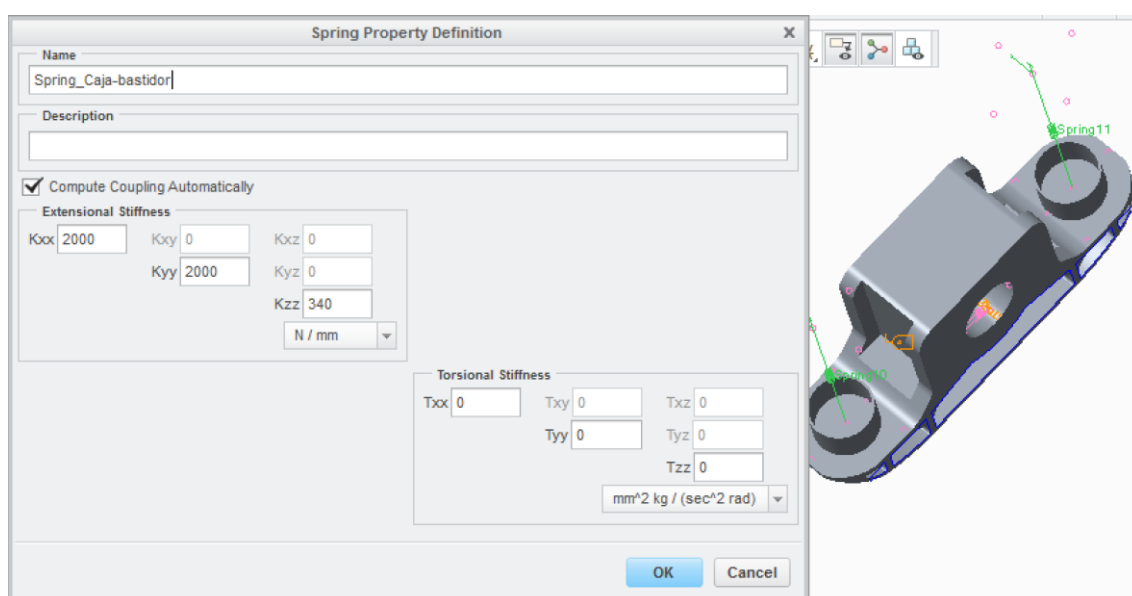


Ilustración5-21: características técnicas del muelle que une caja de grasa y bastidor

En la figura 5-21 se puede observar como están los muelles mencionados respecto a la caja de grasa, las características técnicas de estos muelles son las que se ven en el cuadro de la figura, es decir, una rigidez longitudinal ( $K_{xx}$ ) de 2.000N/mm, una rigidez transversal ( $K_{yy}$ ) de 1.625 N/mm y una rigidez vertical ( $K_{zz}$ ) de 350 N/mm [12].

De la misma manera que se ha comentado con todos los muelles anteriores, estos resortes deben ser conectados a los elementos que unen mediante una unión, en este caso, se va a tratar de una conexión tipo “RIGID LINK”.

Para crear esta conexión, se siguen los mismos pasos indicados anteriormente, dentro del *Creo Simulate* hay que ir a la ventana de “refinar modelo”, una vez dentro de esa ventana, se selecciona “*rigid link*” y se siguen las indicaciones proporcionadas por el programa.

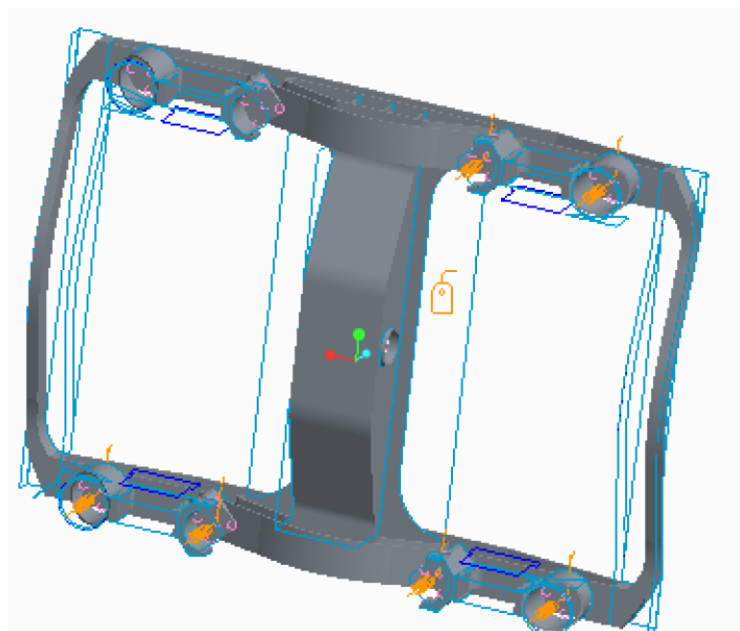


Ilustración5-22: resultado final tras la aplicación de muelles en el bastidor

En la figura 5-22 se puede observar como debe quedar el bastidor, tras la ejecución de todas las indicaciones.

En la imagen inferior, se muestra como debe quedar el conjunto bastidor- caja de grasa tras realizar las distintas conexiones.

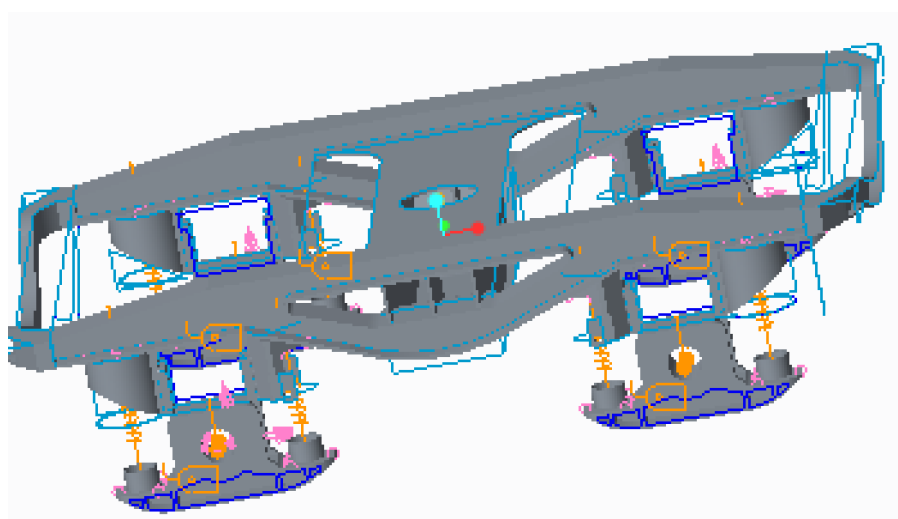


Ilustración 5-23: resultado final del conjunto bastidor- cajas de grasas tras aplicar las distintas uniones

### Conexiones en el bastidor

Para finalizar, simplemente queda conectar el bastidor. El motivo por el que se utilizan conexiones del bastidor es para restringir sus grados de libertad, sin eliminar los grados de libertad que permitan la movilidad de *pitch*, *yaw*, *hoop* y *roll* del Bogie, debido a que son importantes de cara al comportamiento dinámico del material rodante.

El tipo de conexión a utilizar en este apartado va a ser un muelle del tipo “TO GROUND”, marcando como punto de referencia el centro superior del bastidor, este es, el punto central de la traviesa de pivote del bastidor, lugar donde por otra parte se situará la suspensión secundaria.

La suspensión secundaria es la encargada de absorber los movimientos verticales y laterales del vehículo ferroviario, siendo el elemento más importante en cuanto al confort del pasajero u objeto transportado.[18]

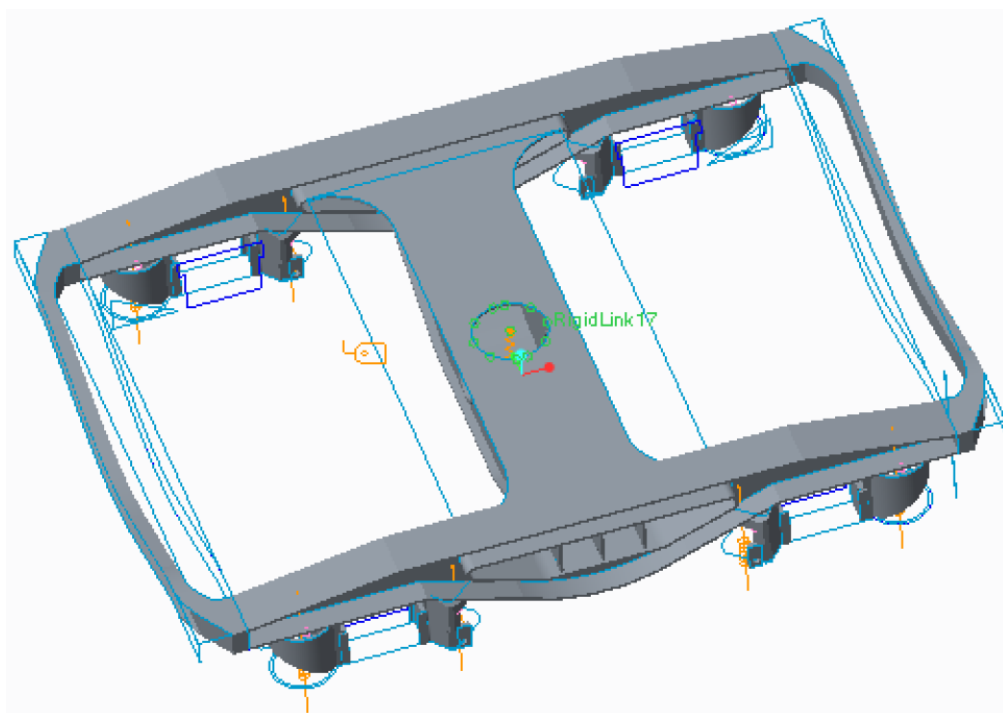


Ilustración 5-24: representación del bastidor tras aplicar la suspensión secundaria

Las características técnicas del muelle mencionado anteriormente, van en relación con su finalidad, es decir, se le pondrán valores muy altos en las direcciones longitudinal y transversal, con la finalidad de restringir sus grados de libertad. Y no se le pondrá ningún tipo de rigidez en dirección vertical, definida en los muelles que unen bastidor y cajas de grasas. Estos valores de rigidez son  $K_{xx}=K_{yy}=100 \cdot 10^{10}$ , y  $K_{zz}=0$



Por otra parte el tipo de conexión del muelle, tal y como se puede ver en la figura 5-24 en del tipo “RIGID LINK”, uniendo por una parte, la superficie del bastidor, y por otra, el punto de referencia del muelle.

A continuación se van a mostrar una serie de imágenes de cómo debe quedar el Bogie montado completamente.

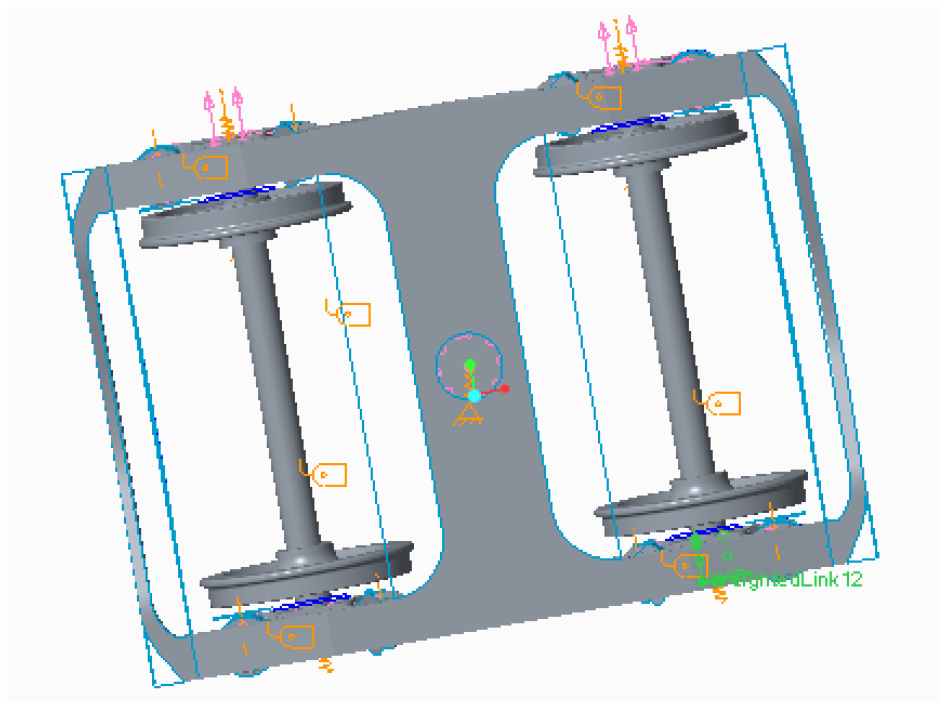


Ilustración 5-25: imagen 1 de resultado final del bogie simulado en PTC

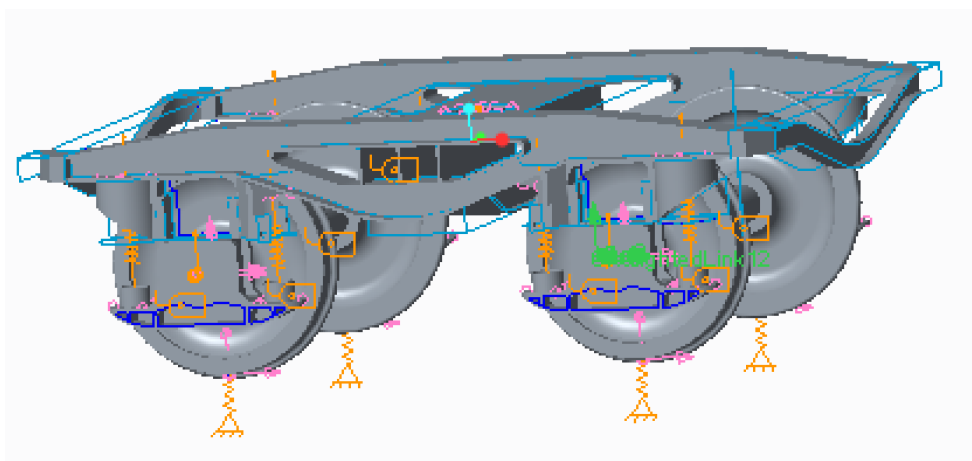


Ilustración 5-26: imagen 2 de resultado final del bogie simulado en PTC

## Generación de la grieta

Una vez que ya se tiene el conjunto montado se puede proceder a realizar la grieta sobre el eje delantero, que es el que se ha seleccionado para contenerla.

El motivo por el que se hace después de ser montado y unido todo, y no durante la creación del eje, es porque de esta forma, una única pieza, se puede colocar como eje delantero y como eje trasero. Si se generase la grieta desde el principio habría que crear dos ejes distintos, uno con grieta y otro sin ella, así como hacer todas las conexiones por separado.

En cuanto a la grieta, posee unas dimensiones de 4 mm de ancho- en sentido longitudinal, y por tanto, axial del eje- , debido a que experimentalmente las grietas observadas tienen una anchura de entre 1 mm y 5mm, y dispone una profundidad variable en función del caso, oscila desde el caso considerado como “normal” en el que no hay grieta, luego está el caso de una grieta con una profundidad igual al 10% del valor del radio del eje, 20%, 50%, y finalmente, de una profundidad igual al radio del eje.

Para dibujar la grieta en el modelo se deben seguir los siguientes pasos. La grieta se va a dibujar en el centro del eje delantero, punto en el que los momentos flectores son máximos, y por tanto, punto en el que más esfuerzos experimenta el eje.

Primero de todo, se debe de abrir el *PTC Creo Parametric*, la grieta se va a efectuar mediante un vaciado por lo que se le da a la opción “extruir” y se selecciona el plano tangente al eje y paralelo al vertical que corta al eje en dos mitades iguales, plano que recuadra la ilustración 5-27, una vez seleccionado el plano, dibujamos el boceto, en este caso es un rectángulo con las dimensiones iguales a la de la grieta.

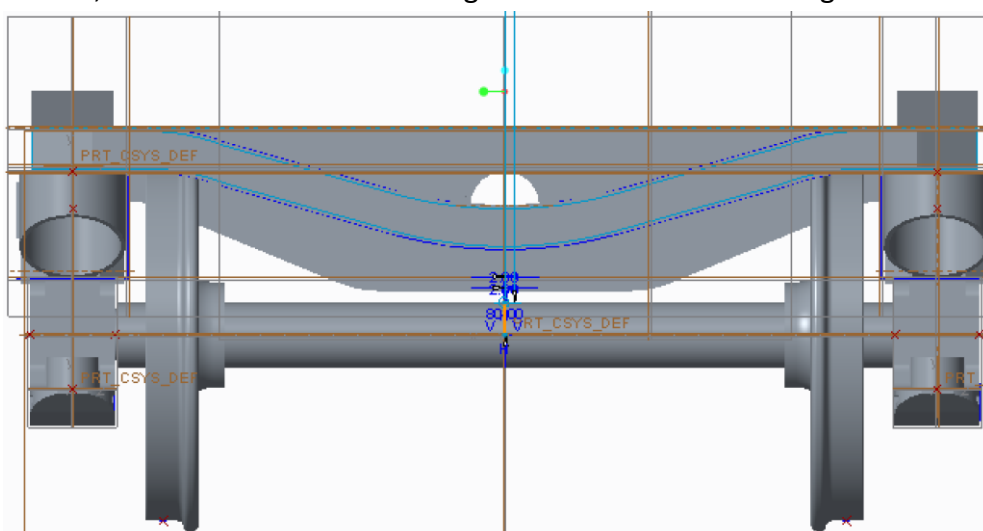


Ilustración 5-27: boceto generador de grieta

El motivo por el que se selecciona dicho plano, es para poder realizar el vaciado en una sola operación, si por el contrario se seleccionase el plano que divide al eje en dos, debido a que PTC Creo no deja extruir en ambos sentidos, habría que extruir en uno de los sentidos y luego repetir todo en el otro para poder cortar todo el eje, que es lo que se desea.

Una vez dibujado el boceto, simplemente se debe dar a aceptar, y posteriormente hay que introducir las particularidades de la extrusión, es decir, en este caso hay que marcar la opción de vaciado y la profundidad del mismo.

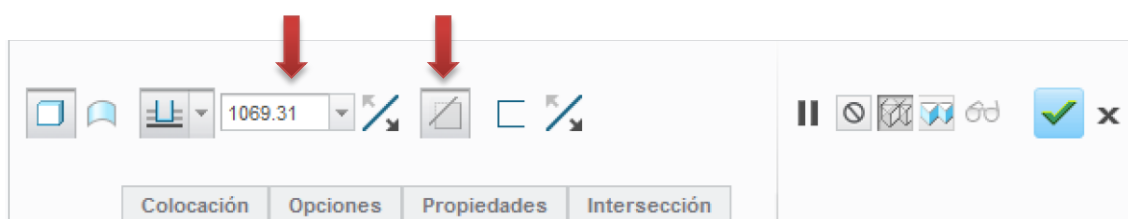


Ilustración 5-28: comandos de medidas y forma de vaciado

Se debe marcar una distancia lo suficientemente grande como para que corte todo el eje, pero en el caso de que se coja el plano tangente exterior, hay que tener en cuenta que esa distancia no sea lo suficientemente grande para afectar al eje trasero.

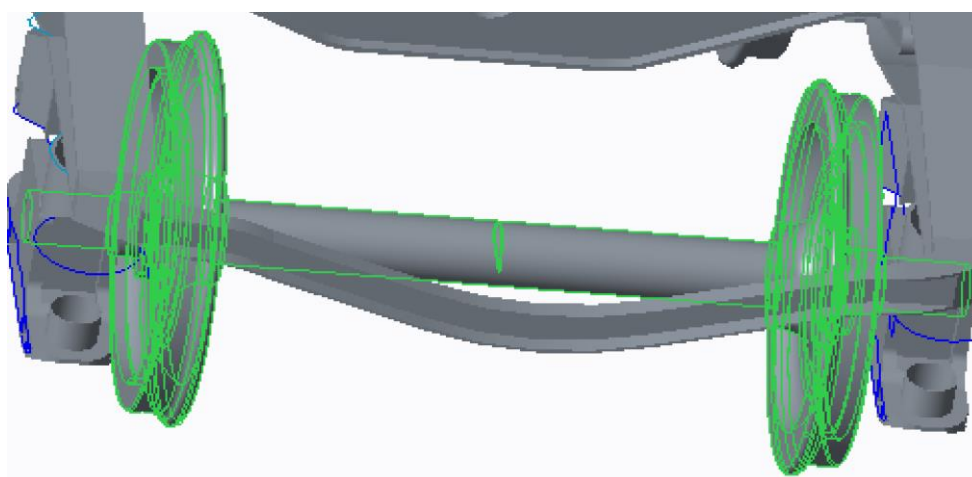


Ilustración 5-29: eje final con grieta del 100 % del valor del radio del eje

En la ilustración 5-29 se puede ver cómo queda el eje delantero tras aplicarle la grieta de longitud igual al radio.

### Condiciones de frontera

La relación del Bogie con el medio que le rodea se caracteriza mediante las condiciones de frontera, por este motivo, son de vital importancia para la creación del modelo CAD, sin ellas no sería un modelo exacto, lo que afectaría a la resolución mediante el método de los elementos finitos, de no utilizarse, se estarían produciendo ciertos movimientos que en la realidad no tendrían ningún efecto.

En cuanto a las restricciones de movimiento como condiciones de frontera, en este trabajo no son necesarias, debido a que ya se han podido restringir mediante los muelles aplicados tanto en el bastidor como en las huellas de contacto, tal y como se ha explicado anteriormente.

Al tratarse de las acciones que ejerce el entorno sobre el bogie, también debe considerarse como una condición de frontera el impulso introducido al conjunto en forma de fuerza.

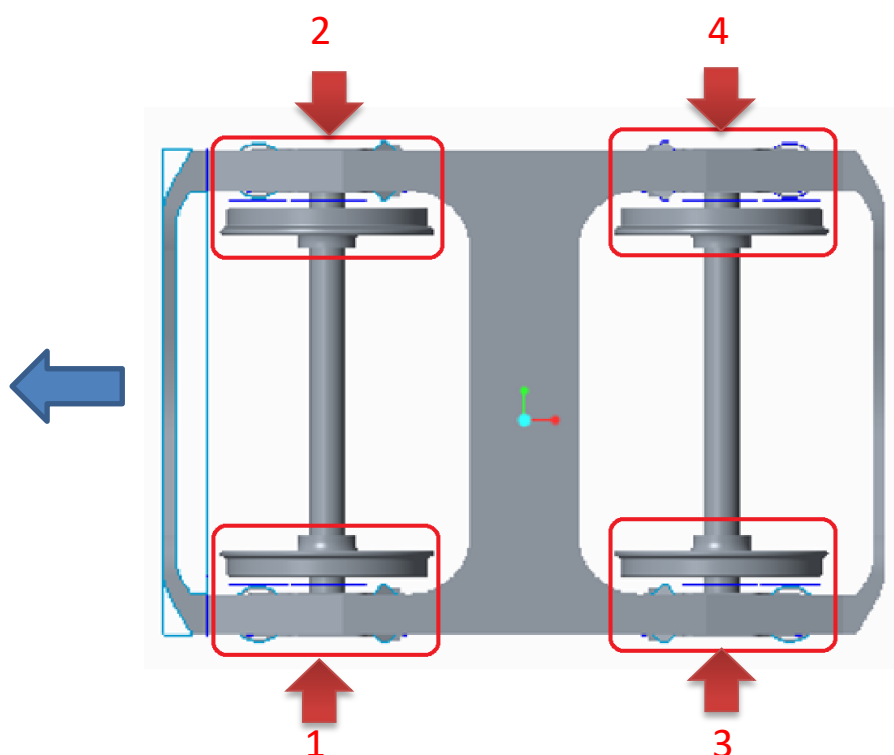
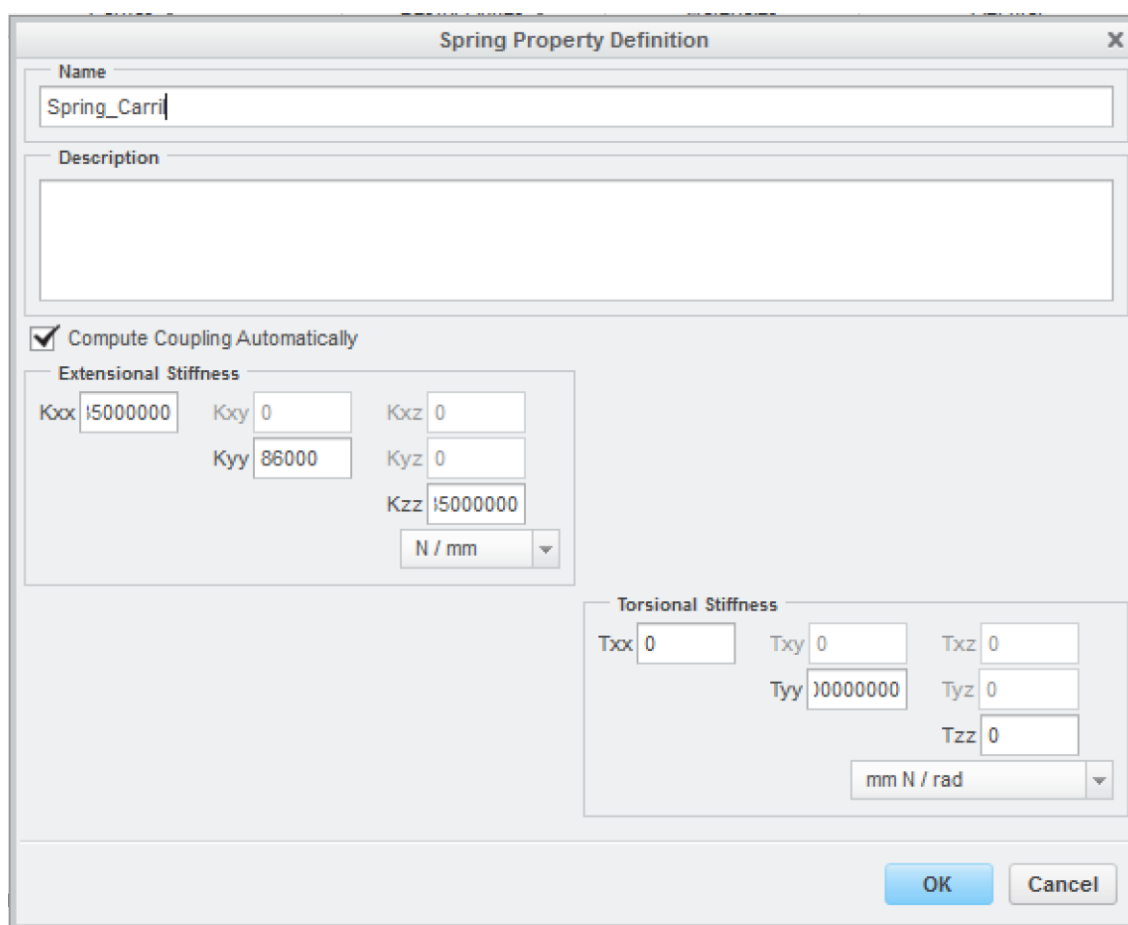


Ilustración 5-30: imagen en planta del bogie final, y su dirección de avance

Para facilitar las explicaciones, a partir de ahora se harán referencia a las distintas partes del conjunto por su localización, es decir, tal y como se encuentra en la figura 5-30, donde la flecha azul indica el sentido de circulación del Bogie, así como, el eje 1 será el que une a las ruedas 1 y 2, y el eje dos el otro.

La fuerza o impulso mencionado anteriormente, se introducirá en el modelo, a través de la huella de contacto de la rueda 1, dado que se desea estudiar la repercusión que tiene la grieta sobre el modelo, la cual está localizada en el centro del eje 1, solo se introducirá el impulso en la rueda 1, y no en la 3, a pesar de que en la realidad, si se encuentra un obstáculo, primero lo experimentaría la rueda 1 y al poco tiempo la rueda 3.

En este proyecto, dado que se partía de la hipótesis de que circulaba en línea recta con ambos carriles a la misma altura, la suspensión en ambos carriles debe ser la misma. En la figura 5-31 se puede observar las características de los muelles siendo ambos tipo “TO GROUND”.



**Spring Property Definition**

Name: Spring\_Carril

Description:

☒ Compute Coupling Automatically

**Extensional Stiffness**

Kxx	15000000	Kxy	0	Kxz	0
Kyy	86000	Kyz	0	Kzz	15000000

N / mm

**Torsional Stiffness**

Txx	0	Txy	0	Txz	0
Tyy	10000000	Tyz	0	Tzz	0

mm N / rad

OK Cancel

Ilustración 5-31: características técnicas de los muelles que simulan ambos carriles

Para introducir la fuerza en la huella, una vez que ya se ha separado la superficie como se comentó con anterioridad, simplemente se deben seguir los siguientes pasos.

Desde la aplicación *Creo Simulate* y estando en la ventana de “INICIO”, se selecciona la opción de “FORCE/MOMENT”, una vez seleccionada, se debe simplemente, ir marcando el caso en el que se esté, es decir, en referencias se selecciona superficies y posteriormente se marca el área de la huella. La fuerza se pone de 1N debido a que esa fuerza luego en el análisis dinámico se va a multiplicar por la amplitud que se le marque.

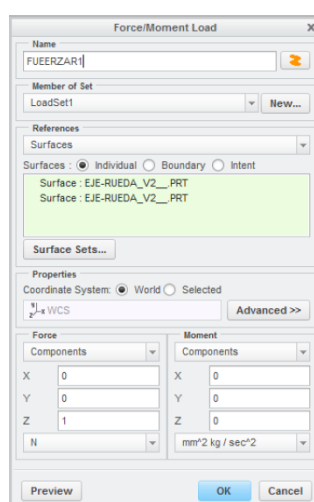


Ilustración 5-32: características del impulso que se va a analizar

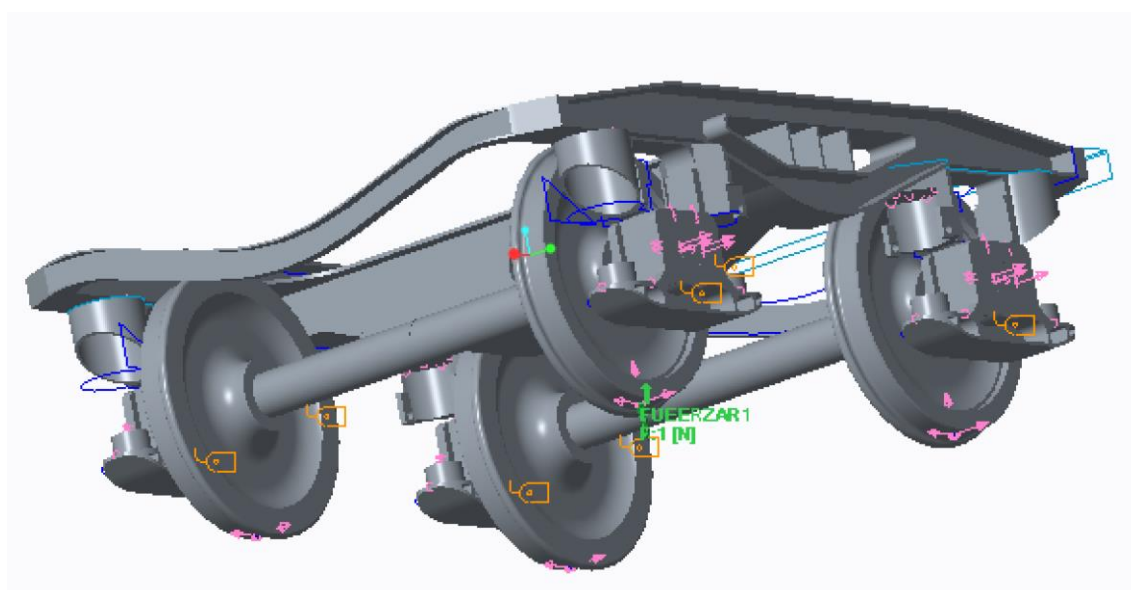


Ilustración 5-33: Bogie con la fuerza aplicada

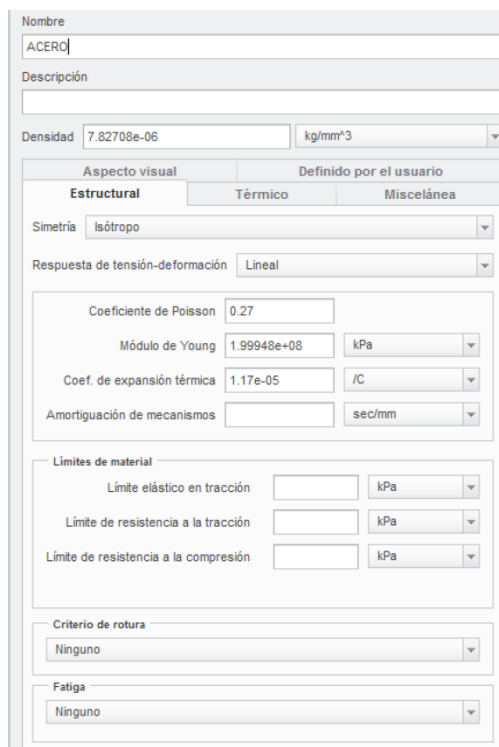
### Selección y asignación del material

Uno de los factores que determinarán el comportamiento del conjunto mecánico es el material del que está compuesto, es decir, para explicar cómo afectan las fuerzas hay que saber la resistencia del material, el coeficiente de Poisson, la densidad, el módulo de Young y demás características que determinan los distintos comportamientos del material.

En este proyecto el único material que se utilizará es el acero, todos elementos estarán formados del mismo material, el cual tiene las características mostradas en la ilustración 5-34.

Para poder en un primer momento crear el material, y posteriormente asignárselo a los distintos elementos se debe seguir las siguientes pautas.

Estando en la aplicación de *Creo Simulate* hay que dirigirse a la ventana de “INICIO”, en dicha ventana aparece en la barra de comandos superior la opción de *materials*, se selecciona dicho comando, a continuación se abre una lista con todos los materiales que PTC tiene por defecto, en este caso vamos a utilizar el acero “Steel” que tienen por defecto. Para poder usarlo se selecciona el material y se le dan a las dos flechas orientadas hacia la derecha.



Nombre: ACERO

Descripción:

Densidad: 7.82708e-06 kg/mm<sup>3</sup>

Aspecto visual: Definido por el usuario

Estructural: Térmico: Miscelánea:

Simetría: Isótropo

Respuesta de tensión-deformación: Lineal

Coeficiente de Poisson: 0.27

Módulo de Young: 1.99948e+08 kPa

Coef. de expansión térmica: 1.17e-05 /C

Amortiguación de mecanismos: sec/mm

Límites de material:

Límite elástico en tracción: kPa


Límite de resistencia a la tracción: kPa

Límite de resistencia a la compresión: kPa

Criterio de rotura: Ninguno

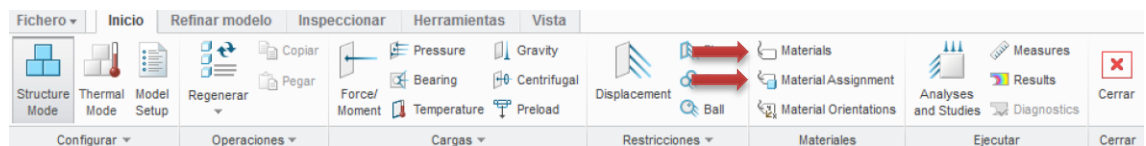
Fatiga: Ninguno

Ilustración 5-34: propiedades Físicas del acero empleado

En el caso de que se hubiese querido modificar alguna de sus características, se debería seleccionar el material, y, o pulsar en el lapicero , o en editar y propiedades.

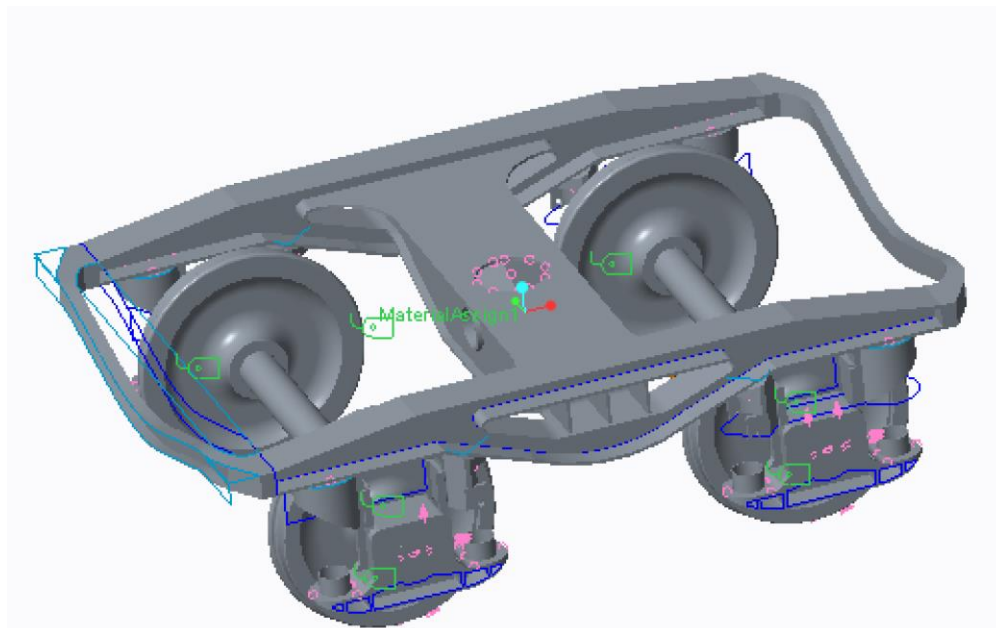
El software también ofrece la posibilidad de crear un nuevo material, distinto a los que se ofrece en la lista, para ello, estando en la ventana de *materials*, se pincha en fichero, se introducen las características, y cuando se le da a aceptar, directamente lo introduce en la lista de materiales seleccionados.

Una vez que se tiene seleccionado el material, se debe proceder a la asignación de dicho material a las partes del conjunto, para ello seleccionamos *material assignment*.



**Ilustración 5-35: comandos de selección y asignación de material**

Posteriormente se deben seguir los pasos de la ventana que se abre, se seleccionan los componentes, se marca el material, en este caso al solo seleccionar uno, ya sale por defeco, y finalmente se le da a aceptar.



**Ilustración 5-36: Bogie tras la asignación de material**

La figura 5-36 muestra como tiene que quedar tras realizar todos los procesos de creación y asignación de material.



### Parámetros de control: Measures

PTC Creo Simulate es un tipo de software en el que se deben marcar las medidas que se quieren tomar, así como los puntos en donde se quieren obtener, con anterioridad a la ejecución de los análisis, a diferencia de otros, como por ejemplo ABAQUS CAE, en el que se realizan los análisis y el programa proporciona todos los datos posibles para cada análisis.

En este aspecto se debe considerar en un primer momento, qué se quiere medir, y que se va a necesitar, debido a que si se olvida alguna medida hay que volver a ejecutar todos los análisis.

Para introducir las distintas medidas a tomar desde *Creo Simulate* en la ventana de “INICIO” se selecciona el comando de “*measures*”, en la ventana que aparece se le debe dar a NEW, y en la ventana que aparece en ese momento se van marcando las particularidades de cada medida.

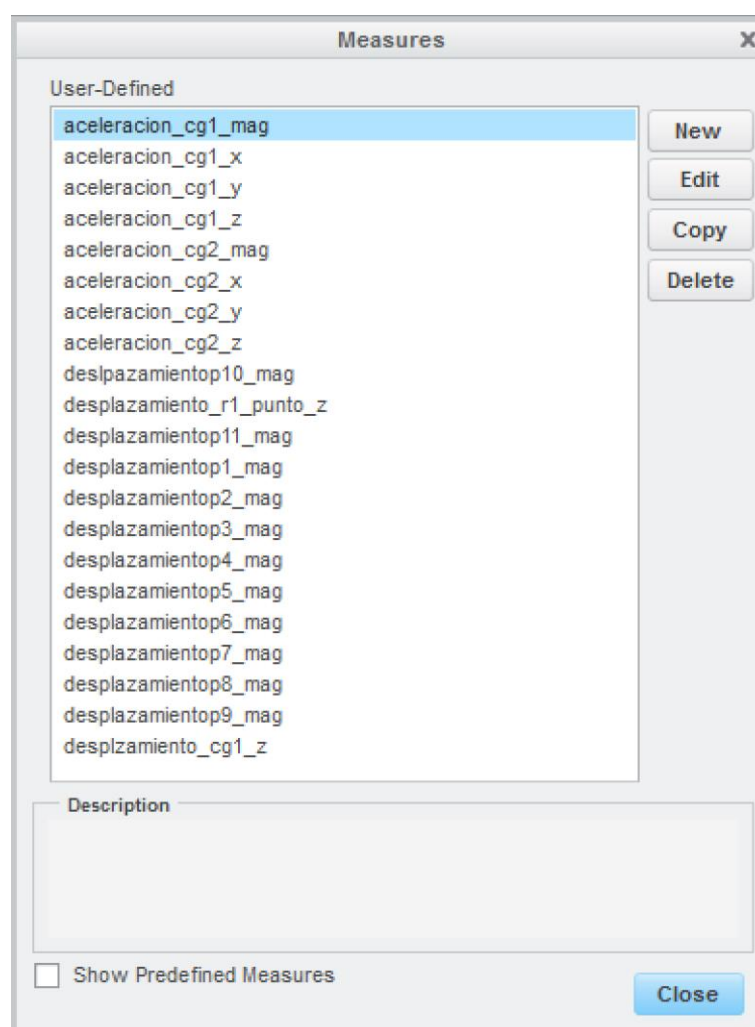


Ilustración 5-37: parámetros que se van a medir

Las medidas tomadas en el caso en el que no tiene grieta que sirve como ejemplo de todos los casos, son las que se ven en la figura 5-37.

- **Aceleración\_cg1\_mag:** medida que va a indicar la aceleración en valor absoluto de la caja de grasa 1, es decir, la del eje delantero a la izquierda.
- **Aceleración\_cg1\_x:** medida que nos va a proporcionar el valor de la aceleración solo en sentido longitudinal del bastidor experimentada por la caja de grasa 1.
- **Aceleración\_cg1\_y:** medida que va a marcar la aceleración solo en sentido vertical que tiene lugar en la caja de grasa .
- **Aceleración\_cg1\_z:** mide la aceleración en sentido únicamente transversal en la caja de grasa 1.
- **Aceleración\_cg2\_mag:** medida que va a indicar la aceleración en valor absoluto de la caja de grasa del eje 1 – el delantero- de la derecha, es decir, la caja de grasa 2.
- **Aceleración\_cg2\_x:** medida que nos va a proporcionar el valor de la aceleración, solo en sentido longitudinal del bastidor, experimentada por la caja de grasa 2.
- **Aceleración\_cg2\_y:** medida que va a marcar la aceleración solo en sentido vertical que tiene lugar en la caja de grasa 2.
- **Aceleración\_cg2\_z:** mide la aceleración en sentido únicamente longitudinal al eje en la caja de grasa 2.
- **Desplazamiento\_cg1\_mag:** medida del desplazamiento en valor absoluto experimentado por la caja de grasa 1, consecuencia de que en un primer momento se midieron desplazamientos, aunque posteriormente se pasó a aceleraciones.
- **Desplazamiento\_cg2\_mag:** medida del desplazamiento en valor absoluto de la caja de grasa 2.

Como comentario final, mencionar que tomas aquellas medidas realizadas sobre la caja de grasa, utilizan el sistema de referencia de la misma. Sucede lo mismo con el eje.

- **desplazamientoP1-P11\_mag:** estas medidas solo están en el caso en el que no se encuentra ninguna grieta. Miden el desplazamiento de distintos puntos localizados a lo largo del eje 1. Se pusieron para realizar un estudio de la propagación de la onda en el eje, debido a que no se estaban obteniendo los datos de desplazamiento que en un primer momento parecía pensar que se iban a dar.

El motivo por el que como se ha comentado anteriormente se cambió el estudio de desplazamiento a aceleraciones, es porque en la realidad lo que se mide en los Bogies a la hora de hacer estudios son las aceleraciones. En los estudios de desplazamiento, en las gráficas no se apreciaban apenas variaciones, posteriormente al obtener los datos tabulados, se observaba que las variaciones eran muy pequeñas en comparación con el grado de magnitud de los valores, de ahí que en las gráficas no se apreciaban.

Así como, todas las medidas se sitúan en el eje 1, porque es en el que influye la grieta en la propagación de las vibraciones, y lo que nos interesa es ver como influye.

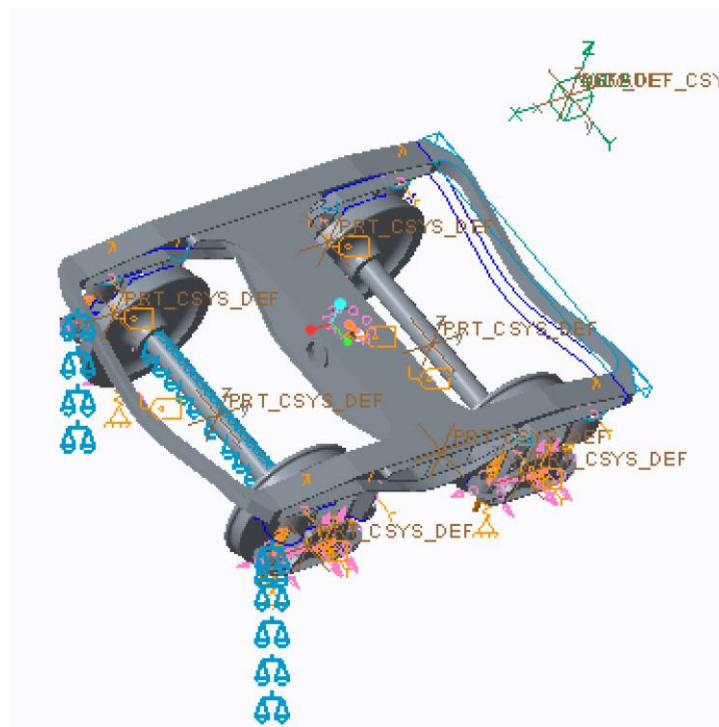


Ilustración 5-38: bogie tras la aplicación de los distintos sensores

En la figura 5-38 se observa como debe quedar tras introducir todas las medidas, las balanzas azules que se ven en la figura, representan cada una de las *measures* y su localización.

### Mallado

El último punto que se debe de tener en cuenta antes de empezar a realizar análisis, es el mallado. Este punto es de vital importancia, porque tal y como se explicó con anterioridad, el método resolutorio de los elementos finitos depende de las pequeñas divisiones, llamadas “elementos”, generadas durante el mallado.

Tras el análisis explicado al principio de la metodología, y tras extraer la conclusión de que el más eficiente era el que proporcionaban la malla por defecto, los pasos a seguir para conseguir esta malla son los siguientes.

Estando en la aplicación de *Creo Simulate*, se selecciona la ventana de “REFINAR MODELO”, una vez dentro de esa ventana marcamos la opción “AUTOGEM”, de esta forma se crea el mallado automático que PTC considera que es el más adecuado.

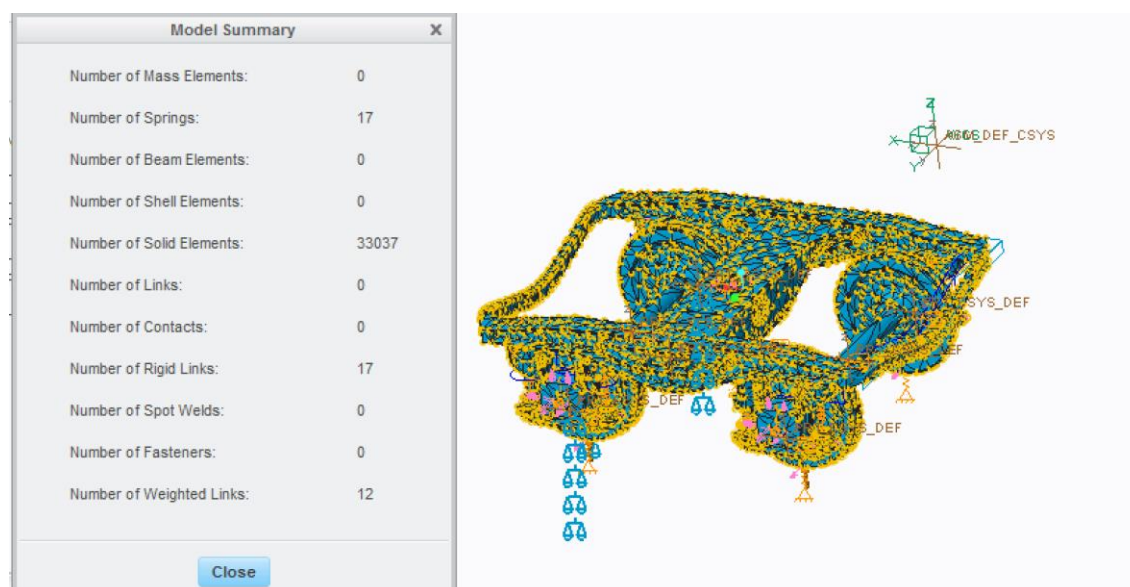


Ilustración 5-39: características y representación del mallado

En la figura 5-39 se puede ver un ejemplo del mallado por defecto que proporciona el software para el caso de una grieta de profundidad igual al radio del eje.

Un aspecto que se debe tener muy en cuenta, es comprobar que haya nodos en aquellos puntos que sean de un interés especial, estos son, en las grietas, donde debe haber un mayor número de nodos ya que supone un cambio drástico de sección con lo que ello supone en cuanto a acumulación de tensiones y demás. Otros de los puntos importantes son los puntos donde se conectan los muelles, las cajas de grasas, y sobre todo, los puntos donde se aplican los parámetros de control, ya que es en los nodos donde se resuelven los cálculos, y por lo tanto, donde se proporcionan los valores de las medidas.

En la ilustración 5-40 se pueden observar como en ejemplo de grieta del 100% de  $r$  se cumplen dichos requisitos.

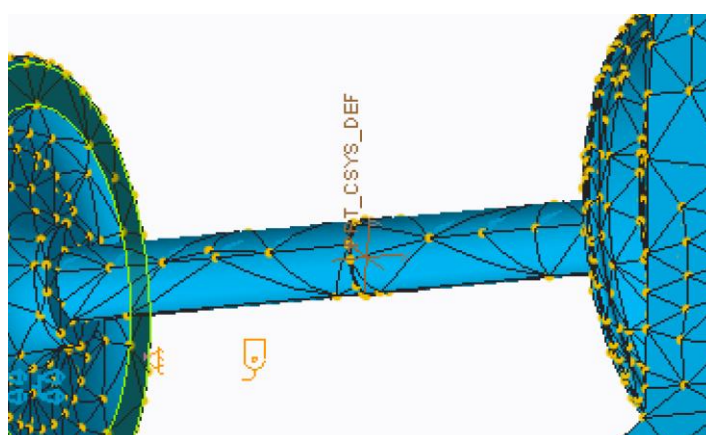


Ilustración 5-40: comprobación de requisitos en mallado de grieta

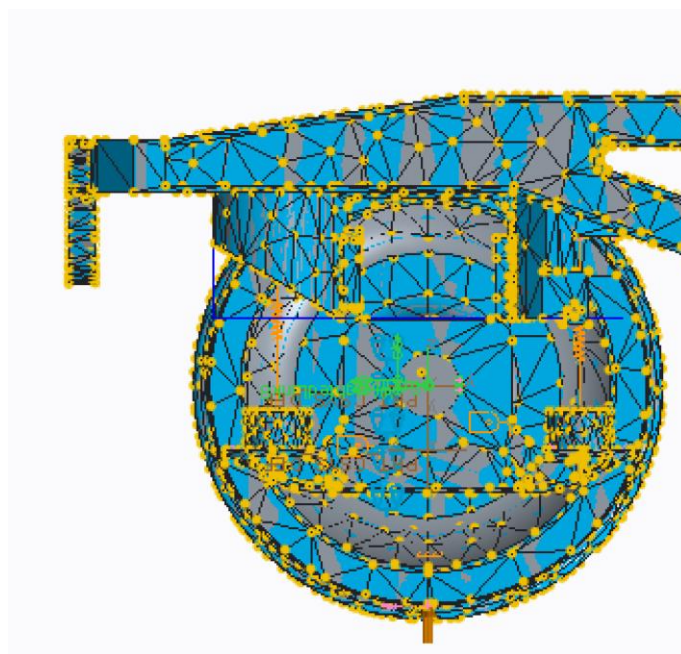


Ilustración 5-41: comprobación de requisitos en mallado de caja de grasa

### Análisis modal

El análisis modal proporciona los estados de vibración del conjunto mecánico, y es imprescindible para poder realizar los análisis dinámicos, tanto de frecuencia como de tiempo.

Para la ejecución de un análisis modal en PTC CREO se debe abrir el *Creo Simulate* una vez en esta aplicación informática y con el modelo abierto, hay que ir a la ventana de INICIO, una vez dentro de esa ventana se marca el comando de “analyses and studies” y se abrirá una nueva pantalla, en esta pantalla para poder realizar el análisis habrá que seleccionar en “file” y posteriormente “new modal analysis”, tal y como se aprecia en la figura 5-42.

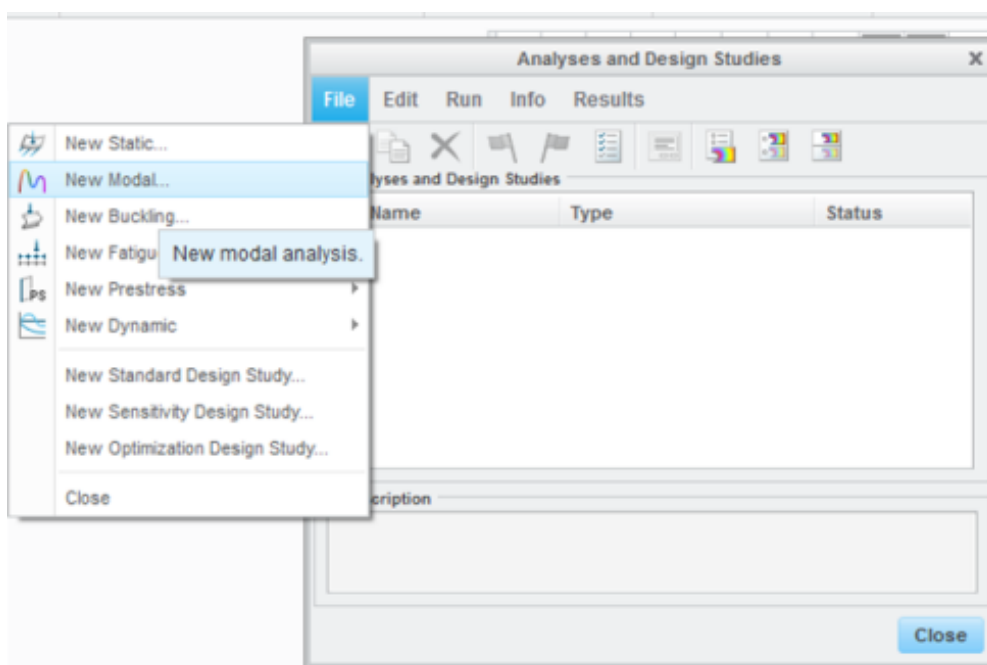
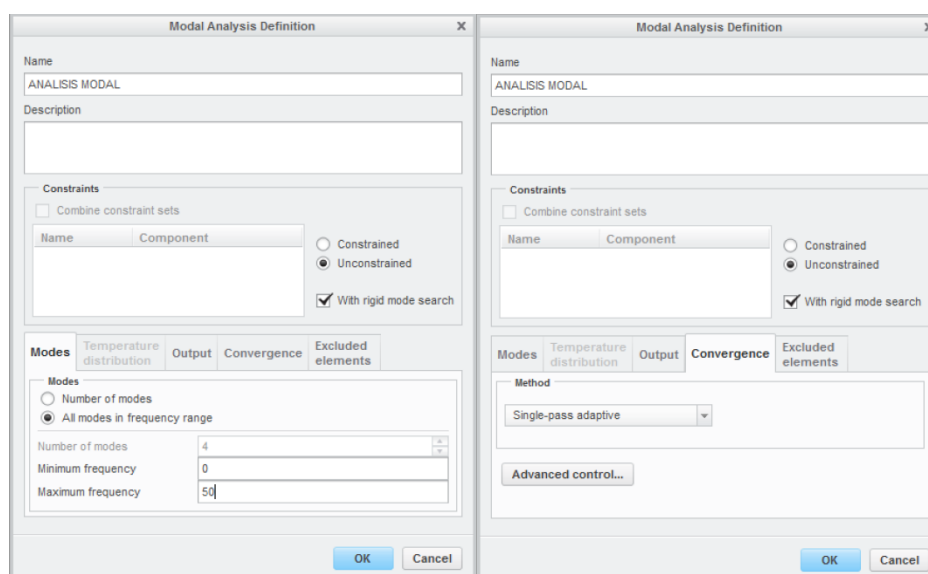


Ilustración 5-42: comando de selección de análisis modal

En la figura también se puede apreciar como están los distintos tipos de análisis que se comentaron al principio, algunos de ellos como por ejemplo el de precarga, si se selecciona para que ejecute, se puede observar como aparece un mensaje diciendo por qué no un puede realizarse, en el caso de precarga es porque habría que hacer antes un análisis lineal estático.

En el caso de este proyecto, el análisis modal que se realizará estará comprendido para frecuencias de 0 a 50 Hz, esto afectará a la hora de marcar los incrementos de tiempo en la fuerza para el análisis dinámico, pero se explicará mas adelante.



**Ilustración 5-43: característica del análisis modal aplicado**

En la figura superior se puede apreciar como el análisis modal se va ejecutar para un intervalo de frecuencias comprendido entre 0 y 50 Hz, tal y como se mencionó, por otro lado, también se puede observar como el método de convergencia a utilizar será el de *single pass adaptive*.

Otro factor que se deberá estudiar, es el comportamiento que presentarán los ejes, es decir, si trabajarán a torsión, flexión, tracción o compresión. Para observar este comportamiento, la mejor herramienta a utilizar es la de animación, en la que se pueden ver los movimientos del bogie, y por tanto, de sus componentes, ante los distintos modos de vibración.

Para poder activar la animación, primero hay que realizar el análisis modal, posteriormente cuando aparezca la ventana con los distintos modos de vibración, ilustración 5-44, se marca la opción de “display options” y una vez en esta opción se podrá habilitar la animación, así como, marcar las distintas características que se deseen en cuanto a la representación de los resultados, todo esto se puede apreciar en la figura 5-45. Para finalizar, mencionar que el parámetro “frames” es el número de pasos en los que se quiere representar, cuantos mas pasos, mejor se irán apreciando los cálculos pero más tardarán en aparecer.



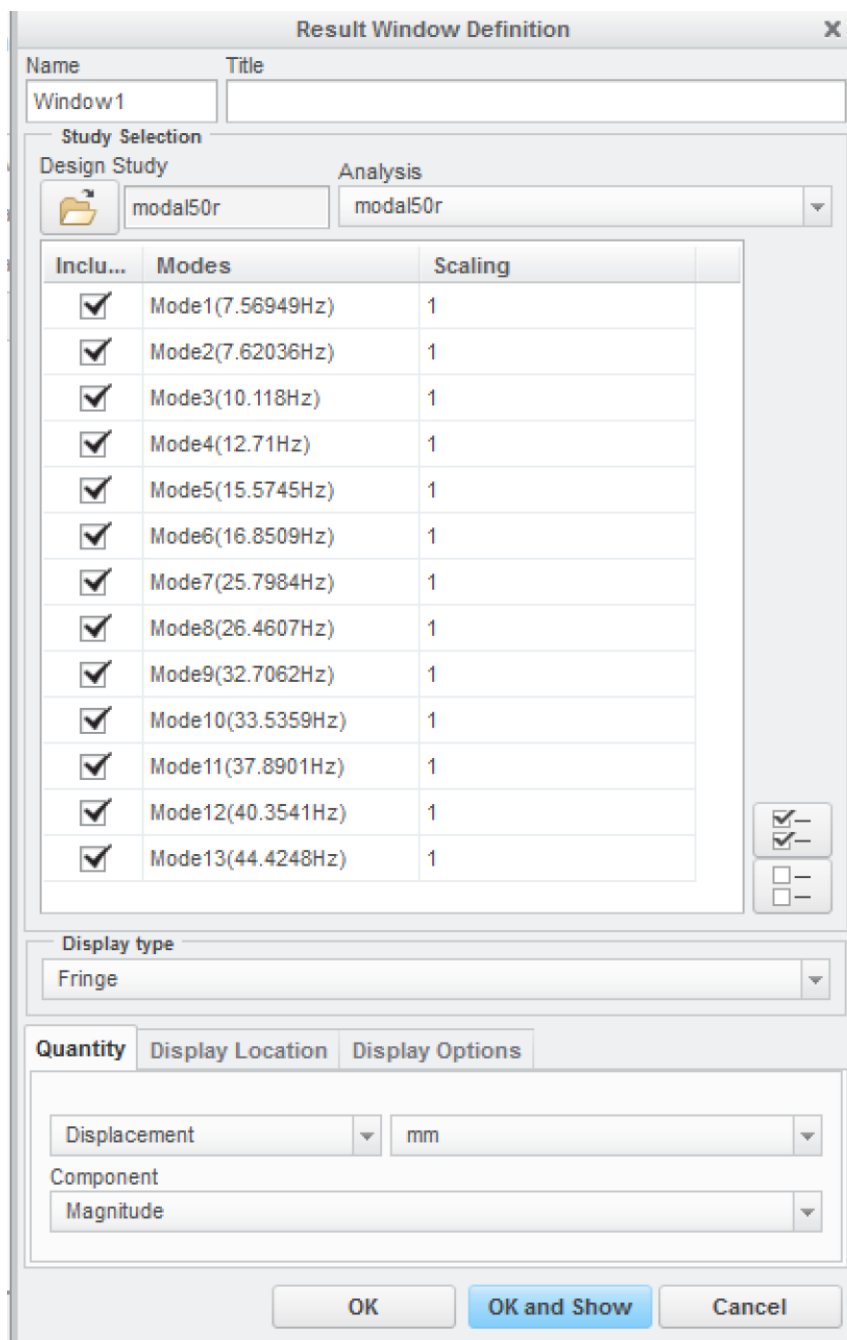


Ilustración 5-44: resultados de análisis modal del caso sin defecto

El programa determina que en nuestro caso hay 13 modos de vibración, esto permanece constante en los distintos casos, a pesar de que este en concreto pertenezca al de 50 % de r, en los resultados se mostrarán los de los demás y se hará el estudio del crecimiento o decrecimiento de la frecuencia de cada modo, en función del caso.



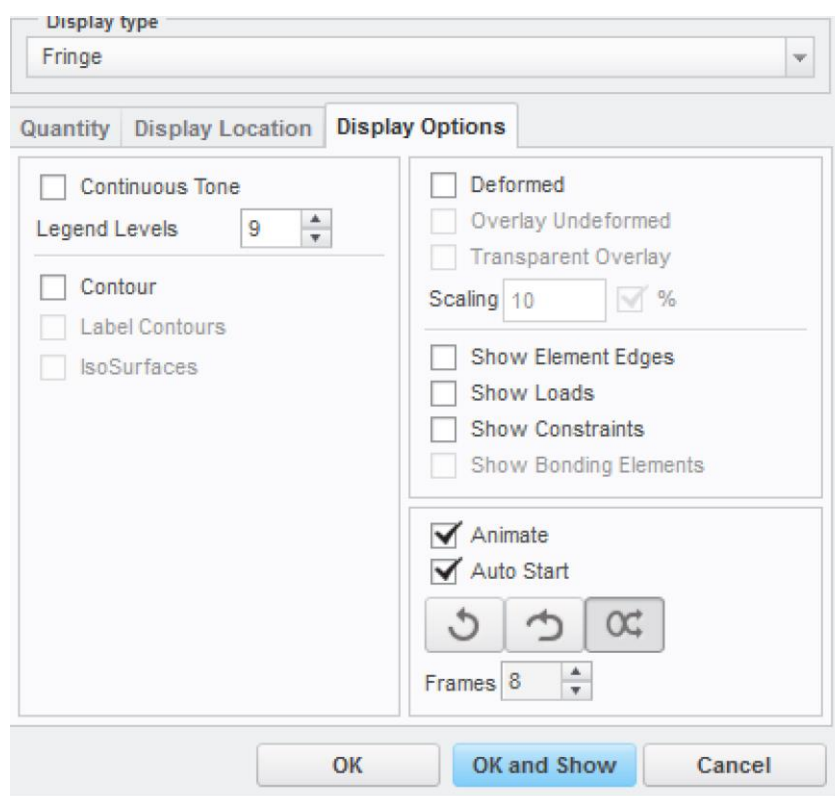


Ilustración 5-45: características de presentación de resultados del análisis modal

Esta es la tabla para activar las animaciones y poder ver como trabajan cada uno de los ejes, tal y como se ha comentado anteriormente. Se puede observar como se encuentra en la parte inferior de los distintos modos de vibración.

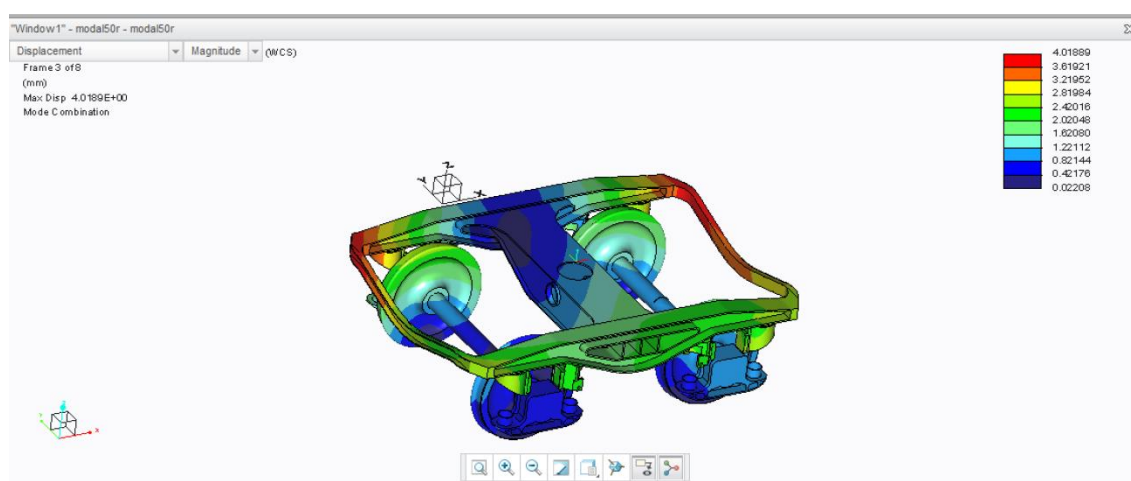


Ilustración 5-46: representación gráfica de resultados de análisis modal del caso de una grieta del 50 %

Estos son los resultados que proporcionan los análisis modales, esto no es de gran utilidad en este proyecto, por el contrario, será de mayor utilidad las frecuencias naturales de cada modo de vibración.

Dentro de todos los modos de vibración, hay algunos que son relevantes y otros no, para hallar el rango de frecuencias más interesantes, se realiza el análisis dinámico de frecuencia.

Este análisis se realiza siguiendo los mismos pasos que el modal, explicados en el apartado anterior, pero seleccionado en vez de “new modal”, “*new dynamic frequency*”, tal y como se muestra en la ilustración inferior.

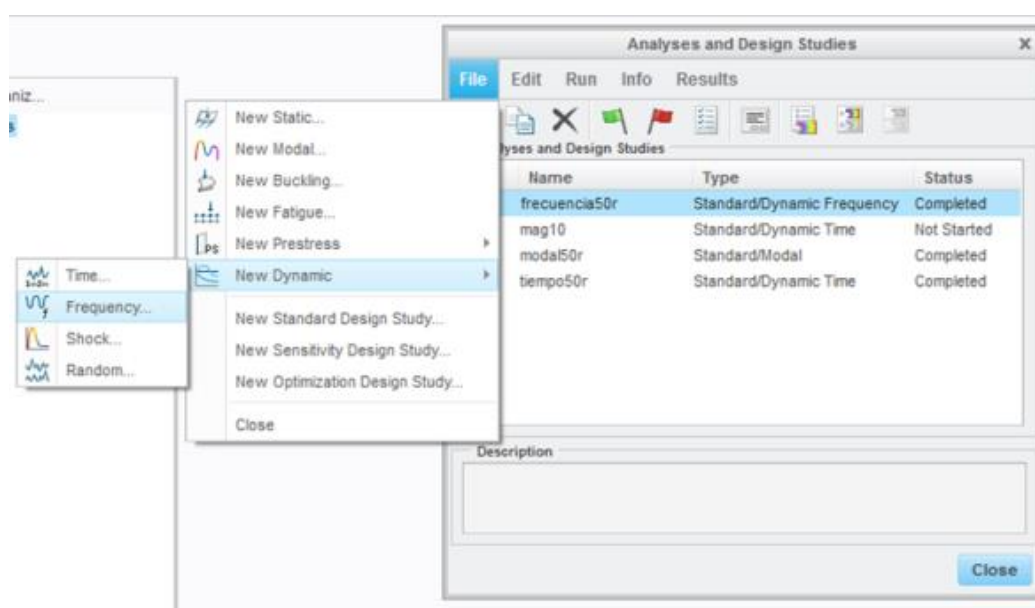


Ilustración 5-47: comando de selección de análisis de frecuencia

En las ventanas que surgen al seleccionarlo, hay que activar la fuerza que se tiene en cuenta para el análisis, es decir, la aplicada sobre la huella de la rueda 1, para ello se debe marcar la opción “*sum loads sets*”. En los análisis de este proyecto se considerará que no hay amortiguación alguna.

Para finalizar, es muy importante indicar que debe tener en cuenta el análisis modal realizado previamente, para ello, se va a la opción de “*previous analysis*” y se activa y selecciona el modal.

### Análisis temporal

El análisis temporal, tal y como se mencionó anteriormente, va a mostrar la evolución de las distintas partes del Bogie Y21 a lo largo del tiempo. Después de haber introducido un impulso como “input”, se procede a estudiar el “output”.

Para la ejecución de este tipo de análisis se debe proceder de la siguiente manera.

En primer lugar se deberá partir desde la aplicación de PTC Creo, *Creo Simulate*, una vez en esta aplicación, desde la ventana de inicio, abrimos la opción “Analyses and studies”, del mismo modo que se hacía para los análisis anteriores, una vez seleccionado ese patrón, aparecerá una nueva ventana con las distintas opciones.

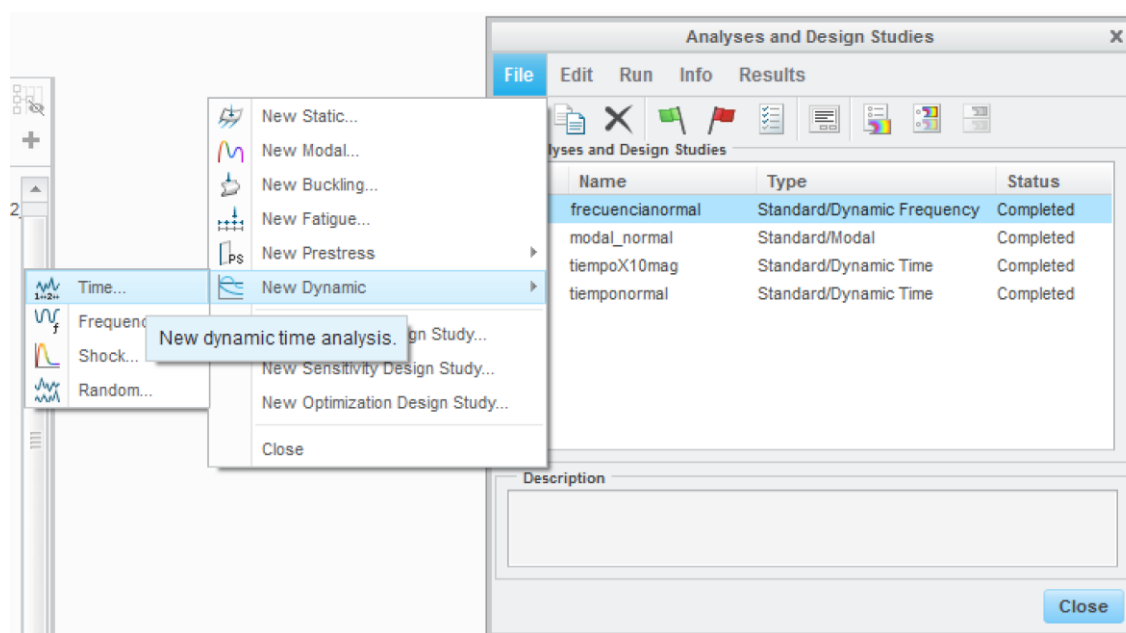


Ilustración 5-48: comando de selección de análisis transitorio

Tal y como se muestra en la figura superior, en dicha ventana se le deberá dar a “file”, posteriormente a “new dynamic”, y finalmente, a “time”. Para realizar un análisis dinámico es preciso que anteriormente se haya realizado un análisis modal, de no ser así, el mismo programa va a indicar que no se puede realizar dicho análisis hasta que no se ejecute un análisis modal.

Una vez seleccionado el análisis dinámico, se procede a indicar las particularidades del análisis deseado, tales como el nombre con el que se le va a designar, las fuerzas que van a actuar, los modos de vibración del análisis modal sobre los que se van a realizar los cálculos, el factor de amortiguamiento de la onda, y los

análisis previos que se han de tener en cuenta. Todo esto se puede observar en la figura 5-49.

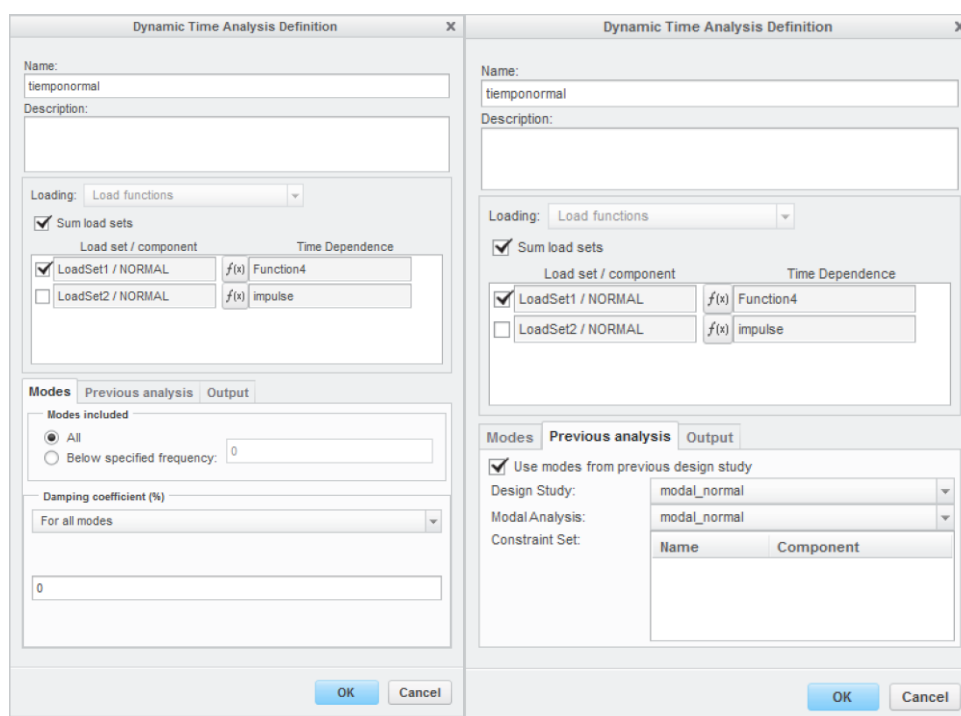


Ilustración 5-49: características del análisis transitorio

Tal y como se ve en la figura superior, en este análisis se seleccionará la fuerza “Load Set 1”, fuerza que actúa únicamente sobre la rueda número uno, rueda a la que se la introduce el impulso, de la forma y amplitud de esa fuerza se hablará más adelante.

El motivo por el que no se introduce ninguna fuerza sobre la rueda número tres, es porque en ese eje no se ha realizado ninguna grieta y por tanto no es objeto de un análisis especial, simplemente sirve como soporte del conjunto.

los modos sobre los que se va a realizar el análisis son todos, debido a que se quiere realizar un estudio de la evolución del Bogie a lo largo del tiempo frente a una perturbación, así como, se marca en análisis previos, el análisis modal realizado para ese caso en concreto.

El factor de amortiguamiento que se va a realizar es 0 %, es decir, la onda no se va a considerar que se amortigüe en gran medida, mas allá de la propia recuperación del material.

En cuanto a la fuerza, tal y como se comentó con anterioridad, se va a utilizar una fuerza que sea un impulso cualquiera, para poder analizar como se recupera de dicha excitación el conjunto.

El impulso no va a ser la “forma impulse”, que nos proporciona PTC CREO, porque interesa conocer cómo actúa a lo largo del tiempo y esta modalidad lo que hace es aplicar una fuerza simplemente para cada modo de frecuencia.

La excitación en este proyecto se va a introducir de forma tabulada. PTC ofrece la posibilidad de, o bien crear una tabla en el propio programa, o bien importarla de un formato compatible como pueda ser EXCEL. En este proyecto, la tabla se importa desde Excel, porque de esta manera, solo se crea una vez la tabla, en caso de que se crease en PTC, se debería introducir valor por valor, tanto de tiempo como de amplitud, en cada uno de los casos.

Cabe mencionar, que para poder importar la tabla desde Excel, esta debe ser guardada como un archivo “.txt”, y posteriormente seleccionarla desde PTC.

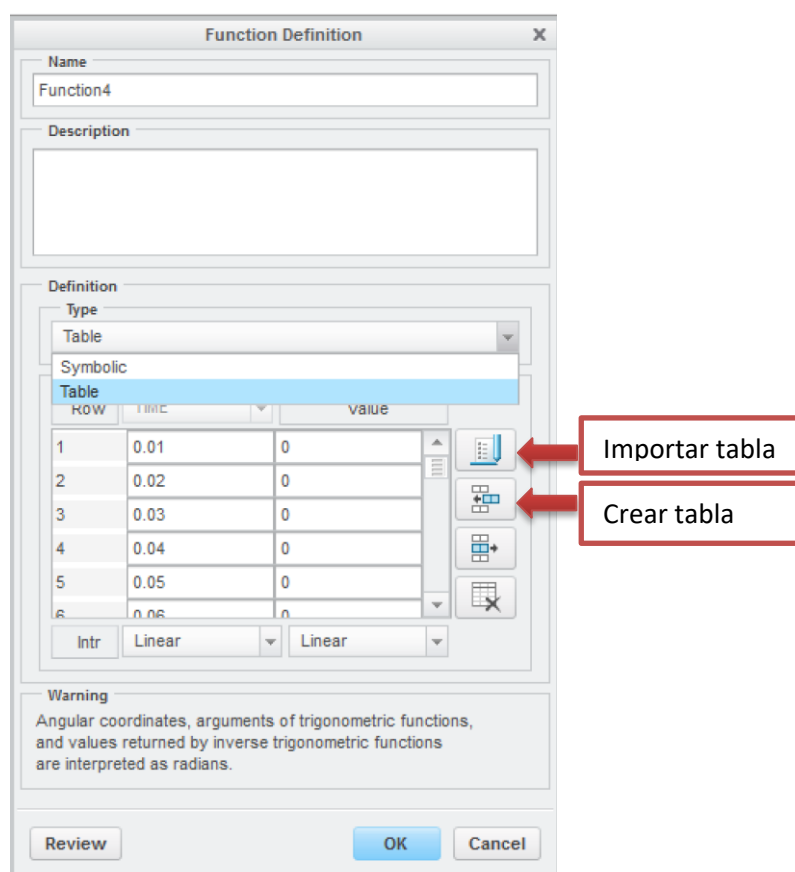


Ilustración 5-50: comandos de creación o importación de tabla desde el Excel a PTC CREO

Tal y como se muestra en la ilustración 5-50, hay una serie de comandos, el primero es para importar la tabla desde otro software compatible, y las tres siguientes, son las distintas opciones para dibujar la tabla característica.

En la imagen superior también se puede apreciar como PTC CREO ofrece la posibilidad de introducir una expresión matemática, es decir, en el tipo de función, en vez de tabla se debería seleccionar simbólica, esto resulta de gran utilidad en aquellos proyectos donde los distintos casos vengan determinados por expresiones matemáticas.

La fuerza aplicada sobre el modelo es la que se muestra en la figura inferior, aunque es una fuerza que solo se aplica hasta 1 s se va a realizar el estudio hasta los 3 segundos para poder observar cómo evoluciona.

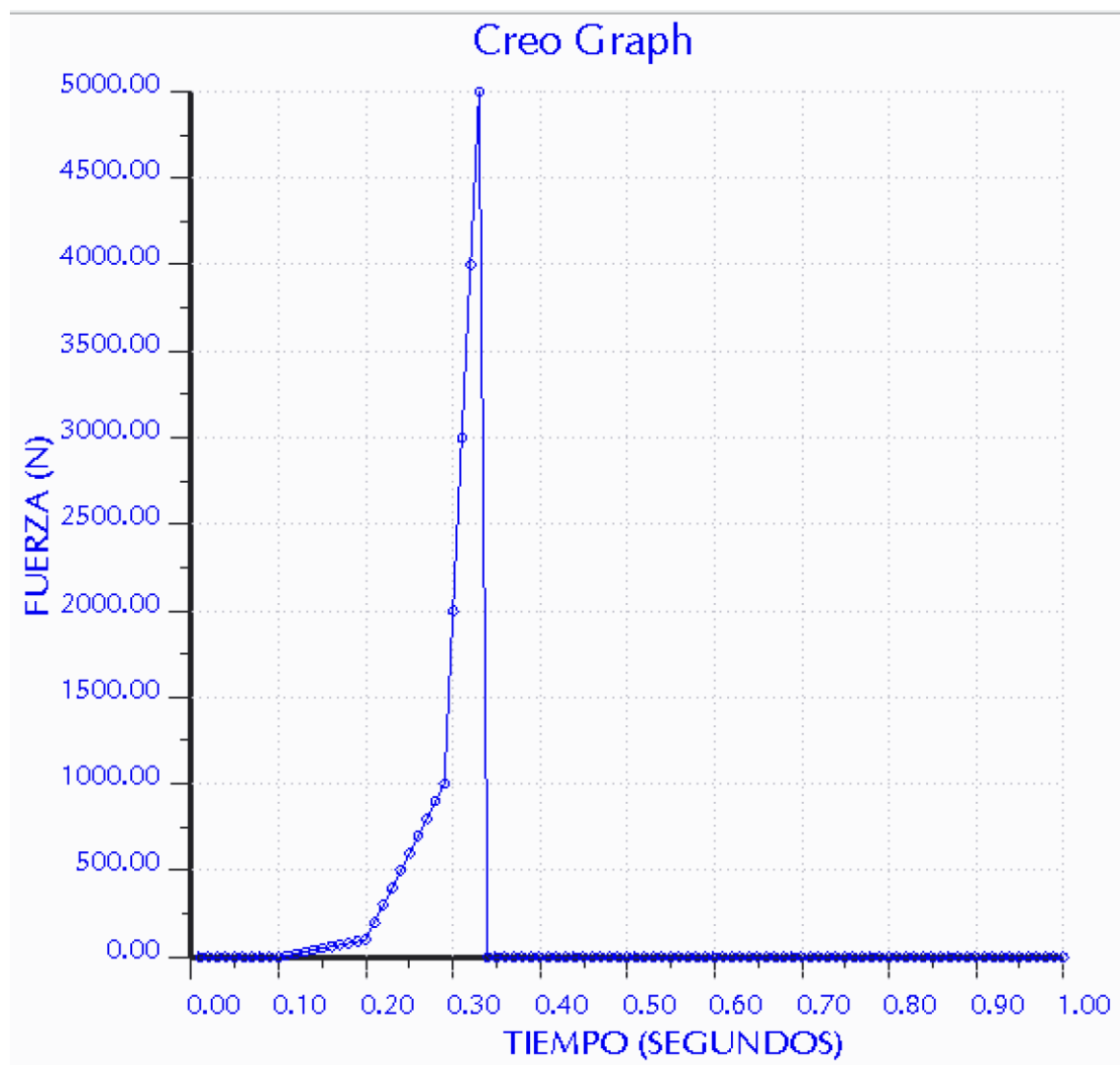


Ilustración 5-51: impulso introducido al bogie

Para saber la frecuencia de muestreo, se ha recurrido a la frecuencia Nyquist, la cual conocido el rango de frecuencias que se quería estudiar, de 0 a 50 Hz, permite obtener el incremento de tiempo que se debe marcar.

El motivo por el que se eligió ese rango de frecuencias, es porque haciendo un estudio de frecuencias, como el citado anteriormente, se comprobó que a partir de algo menos de 50 Hz, dejaba de tener gran influencia sobre el Bogie, por este motivo se decidió acotar al valor entero mas cercano, este es 50 Hz.

El teorema del muestreo de Nyquist – Shannon, establece que “para que una señal analógica pueda ser representada, sin error, a partir de muestras tomadas en iguales intervalos de tiempo. La razón de muestreo debe ser igual, o mayor, al doble de su ancho de banda de la señal analógica”. [ 21]

$$f_{\text{muestreo}} \geq 2 * \text{Ancho de banda} \quad (5.1)$$

$$\text{Ancho de banda} = 50 \text{ Hz}$$

$$f_{\text{muestreo}} \geq 2 * 50 = 100$$

Como la fuerza a aplicar se quiere que dure 1 segundo, se deberán tomar medidas cada 1/100 segundos, es decir, cada centésima de segundo.

Esto en los softwares actuales, no suele ser necesario, es decir, con introducir los valores característicos, en los tiempos considerados, suele ser suficiente. Esto se debe a que el propio programa lo ejecuta directamente mediante interpolación, dado que no se sabía si PTC trataría los datos de esta forma, se decidió considerarlo e introducirlo directamente como debe estar.

En cuanto a los valores introducidos de fuerza, representan un impulso genérico que se aplicaría sobre un Bogie real, es decir, no tendrían por qué ser esos valores en concreto, podrían ser otros valores de magnitud similar a la que se podría aplicar en un caso práctico. Al final, al ser un estudio comparativo entre las distintas formas de respuesta según los distintos casos, mientras se aplique la misma fuerza en todos, se podrá realizar el estudio.

A modo de comentario final, una vez que se selecciona la fuerza y se le da a “aceptar” a todo, aparece el cuadro de la ilustración 5-52, estas unidades son las que se determinaron en las condiciones de contorno cuando se aplicó sobre la huella de la rueda 1 la fuerza, y entonces se puso de 1N, es decir, el programa lo que hace es multiplicar esa fuerza de 1 N por la amplitud marcada en la tabla, quedando de esta forma, la fuerza en Newton deseada.

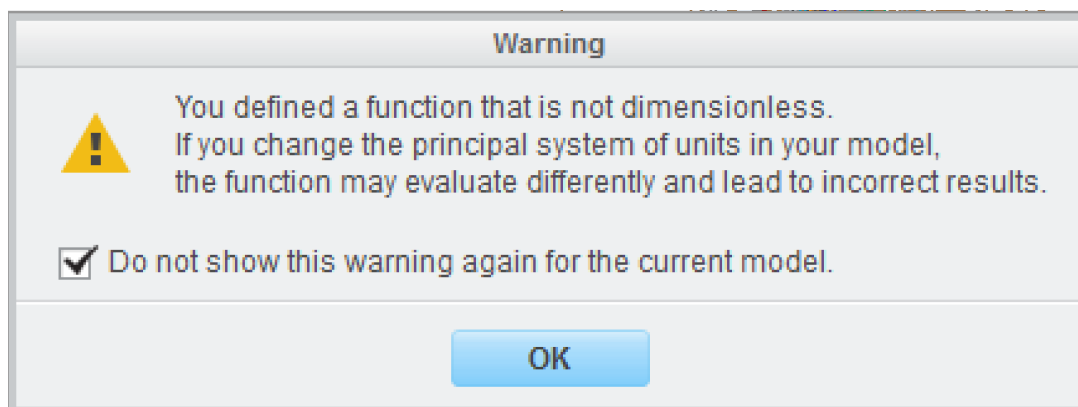


Ilustración 5-52: mensaje mostrado tras la introducción de tabla

Una vez realizados los pasos anteriores, se realiza el análisis y cuando estos terminan ya podremos disponer de los datos, en la figura de abajo se muestra un ejemplo de los distintos datos ofrecidos.

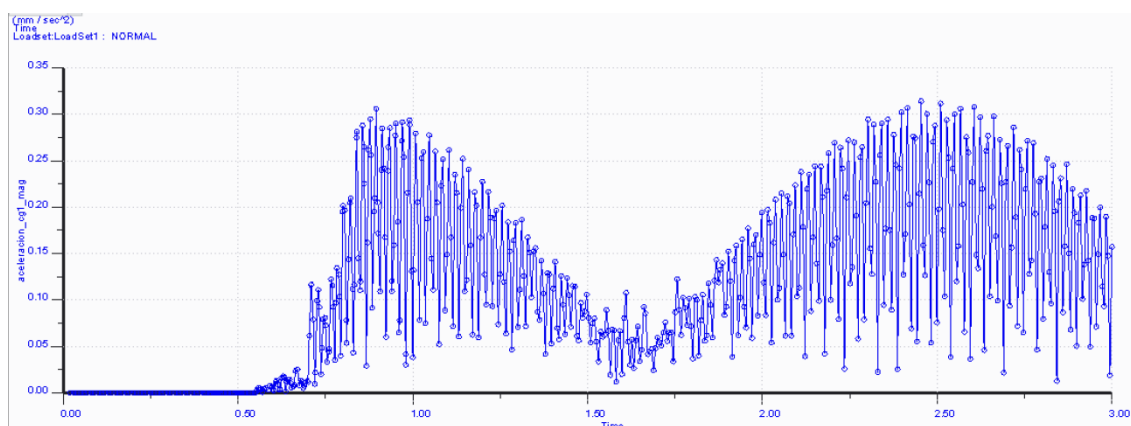


Ilustración 5-53: análisis transitorio del caso sin defecto





# Capítulo 6

## RESULTADOS

En esta parte del proyecto se van a exponer los distintos resultados obtenidos.

Inicialmente se comentarán todos los casos en referencia al análisis modal, se analizarán de forma gráfica las distintas distribuciones y deformaciones experimentadas por el bogie, así como, las frecuencias de vibración. Posteriormente se hará un estudio comparativo entre los distintos valores de frecuencia, analizando los incrementos y decrecimientos de los valores característico.

El análisis modal se ha realizado para un rango de frecuencia de 0 a 50 Hz, pues se comprobó mediante un análisis de frecuencia, que a partir de unos 50 Hz, ya no se generaban aceleraciones y por tanto no era necesario analizarlo.

Una vez expuestos los análisis modales en sus distintas variantes, se procederá a la presentación de los resultados de los análisis de frecuencia, es decir, los diagramas de bode proporcionados por el PTC Creo, en los que se analizarán las cajas de grasa mas características, estas son las del eje dañado.

Finalmente, se expondrán los resultados correspondientes a los análisis transitorios proporcionados también por el software, en los que se analizan las aceleraciones en función del tiempo, habiendo sometido previamente al bogie a un impulso, definido en la metodología, el programa proporcionará los valores de aceleración en las tres coordenadas a las que se ven sometidas las cajas de grasas localizadas en el eje con el defecto.

Cabe mencionar que en este apartado no se van a explicar ni los motivos por los que son así los valores, ni las consecuencias que ellos generan, este estudio se llevará a cabo en el siguiente apartado, es decir, el de conclusiones y trabajos futuros.

## ANÁLISIS MODALES

Tras la realización de los distintos análisis modales, uno para cada caso, se han obtenido en todos los defectos, trece modos de vibración, cuyas frecuencias naturales vienen determinadas en la tabla inferior.

modos	sin defecto (Hz)	10% r (Hz)	20% r (Hz)	50 %r (Hz)	100 % r (Hz)
<b>modo 1</b>	7,56953	7,56963	7,56963	7,56949	7,56886
<b>modo 2</b>	7,62059	7,62068	7,62066	7,62036	7,61935
<b>modo 3</b>	10,1212	10,1242	10,1242	10,118	10,1183
<b>modo 4</b>	12,71	12,7103	12,7103	12,71	12,7065
<b>modo 5</b>	15,5748	15,5751	15,5751	15,5745	15,5711
<b>modo 6</b>	16,8761	16,8942	16,8923	16,8509	16,789
<b>modo 7</b>	26,0198	26,1217	26,1219	25,7984	25,7917
<b>modo 8</b>	26,6077	26,7765	26,7766	26,4607	26,4146
<b>modo 9</b>	32,7783	32,7995	32,7878	32,7062	34,2418
<b>modo 10</b>	33,5828	33,6006	33,5929	33,5359	33,4219
<b>modo 11</b>	37,9022	37,9082	37,9082	37,8901	38,0096
<b>modo 12</b>	40,3551	40,3554	40,3553	40,3541	40,4343
<b>modo 13</b>	44,4327	44,4356	44,4352	44,4248	44,5674

Tabla 6-1: frecuencias naturales de modos de vibración

Para conseguir un mejor entendimiento de los resultados anteriores se ha procedido a analizar la tendencia de cada uno de los modos de vibración en función del caso en el que estemos, es decir del tipo de defecto que se encuentre, dando lugar a las siguientes gráficas, en la que el eje de ordenadas muestra la frecuencia en Hz, y en las que los valores de las coordenadas de abscisas tienen las siguientes equivalencias:

- 1 = caso del Bogie sin defecto.
- 2= caso del bogie con un defecto de una grieta con una profundidad igual al 10% del radio del eje.
- 3= caso del bogie con una grieta de profundidad igual al 20 % del radio del eje.
- 4=caso del bogie con una grieta de profundidad igual al 50 % del radio del eje.
- 5= caso del bogie con una grieta de profundidad igual al radio del eje.



Ilustración 6-1-122: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 1 en función de los distintos defectos

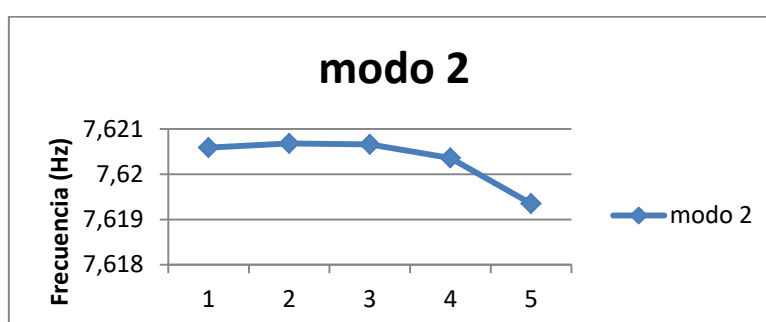


Ilustración 6-1-2: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 2 en función de los distintos defectos

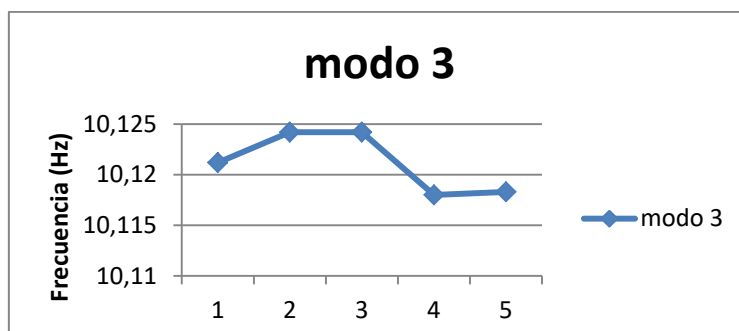


Ilustración 6-1-323: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 3 en función de los distintos defectos

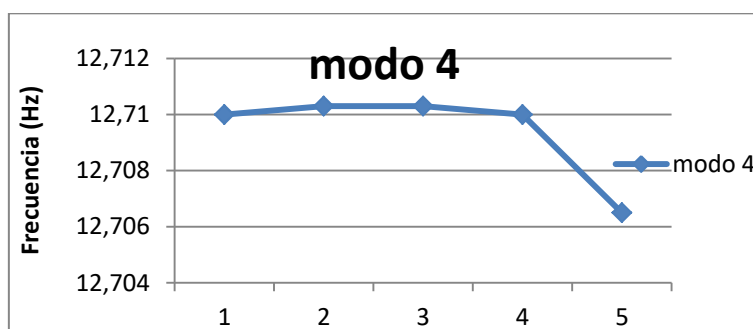


Ilustración 6-1-4: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 4 en función de los distintos defectos



Ilustración 6-1-524: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 5 en función de los distintos defectos

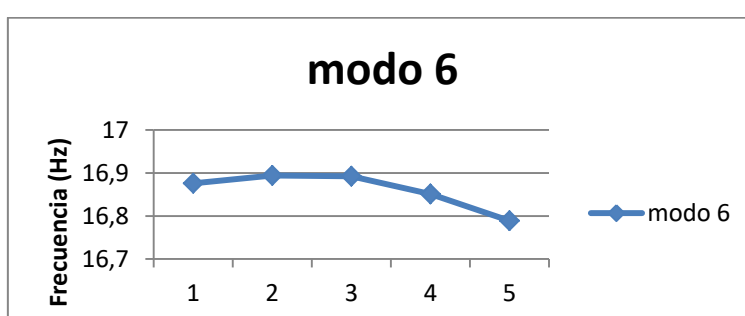


Ilustración 6-1-625: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 6 en función de los distintos defectos

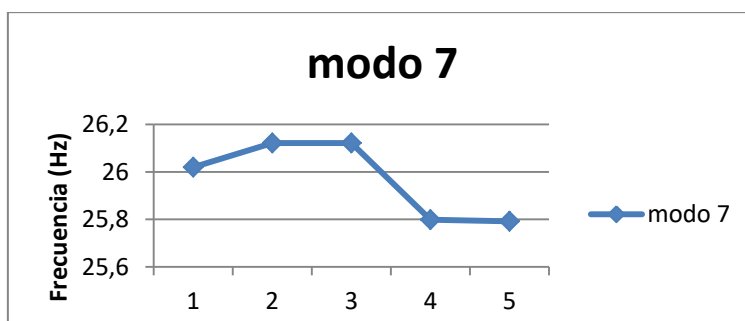


Ilustración 6-1-726: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 7 en función de los distintos defectos

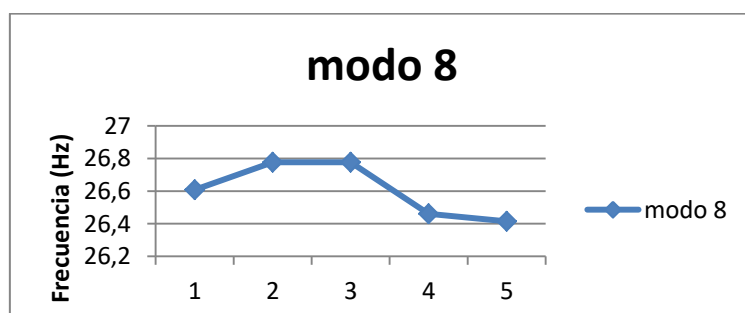


Ilustración 6-1-8: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 8 en función de los distintos defectos

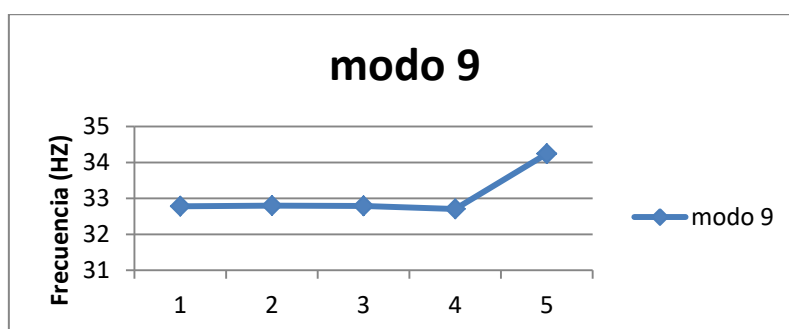


Ilustración 6-1-9: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 9 en función de los distintos defectos

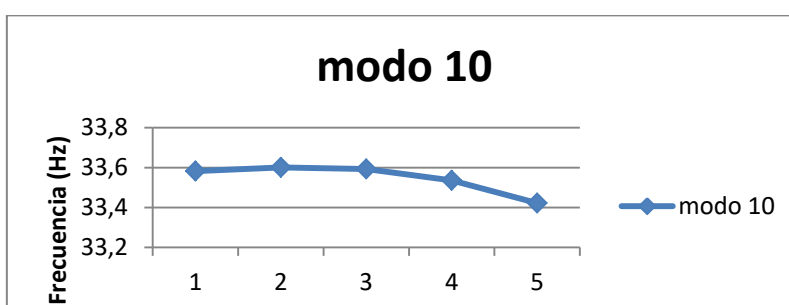


Ilustración 6-1-10: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 10 en función de los distintos defectos

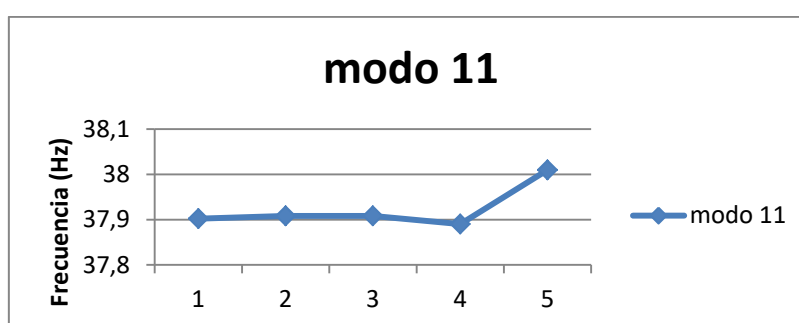


Ilustración 6-1-11: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 11 en función de los distintos defectos

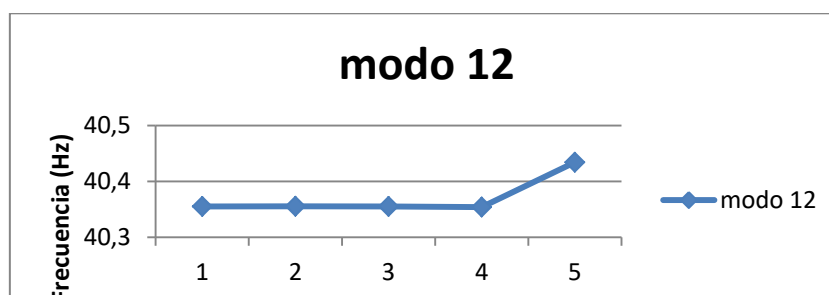
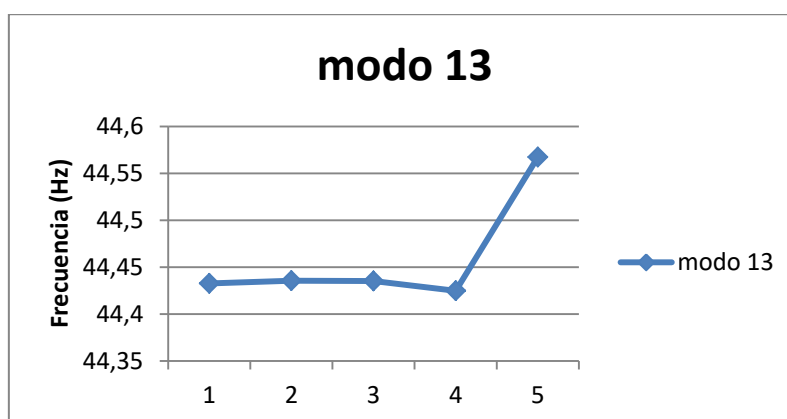


Ilustración 6-1-12: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 12 en función de los distintos defectos



**Ilustración 6-1-1327: tendencia de frecuencias naturales del modo de vibración 13 en función de los distintos defectos**

Tras la representación de las distintas gráficas, en las que se ha efectuado un seguimiento a cada uno de los modos de vibración en función del caso en el que se encuentre, se puede observar como aumentan en todos los casos, los valores de la frecuencia correspondientes al caso normal, respecto a los del caso con un defecto del 10 %.

Por otro lado, las frecuencias correspondientes a los casos de defecto del 20 % son muy similares a las del 10 %, siendo en la mayoría de los casos, exactamente iguales, y en los valores que no es así, son ligeramente inferiores, prácticamente inapreciable.

En el paso del punto 3 al 4 está muy clara la tendencia, pudiéndose observar como en todos los modos de vibración, la frecuencia característica relacionada a la grieta del 50 % es inferior a la relacionada con la grieta del 20 %, remarcándose, esta tendencia, especialmente en los modos 3, 7 y 8. Por otro lado en el modo 12 es en el que peor se puede apreciar.

La transición del caso con un defecto del 50 % a un defecto del 100%, es la que muestra unos valores más inestables, sin mostrar una tendencia clara, puesto que a pesar de que en la mayoría de los modos muestra que la tendencia a seguir va disminuyendo – se puede ver en los modos de vibración 1,2,4,5,6,8 y 10- , en los modos correspondientes a las frecuencias más elevadas, se puede observar como la tendencia es la opuesta – se puede observar en los modos 11,12 y 13- , y para finalizar, se encuentran los modos 3 y 7 en los que representan unos valores muy constantes.

En líneas generales, algunos de los modos que mejor representan las tendencias comentadas anteriormente son los modos de vibración 2, 5 y 6 de los de tendencia de frecuencias bajas, y de los de frecuencias más altas, principalmente el 13.

El estudio de la tendencia que se acaba de explicar, no es suficiente, debido a que permite conocer hasta que grado de defecto en el eje tiene una mayor repercusión la pérdida de masa o la pérdida de rigidez del sistema, pero no es suficiente para determinar la repercusión que esto pueda tener sobre los resultados transitorios finales, pues cada uno se encuentra en una magnitud diferente. Para medir la influencia que tendrán sobre el comportamiento final, se va a realizar un estudio sobre los incrementos acumulados que se dan en los distintos modos, en sus pasos de: normal- 10%; 10%-20%; 20%-50% y del 50% al 100%.

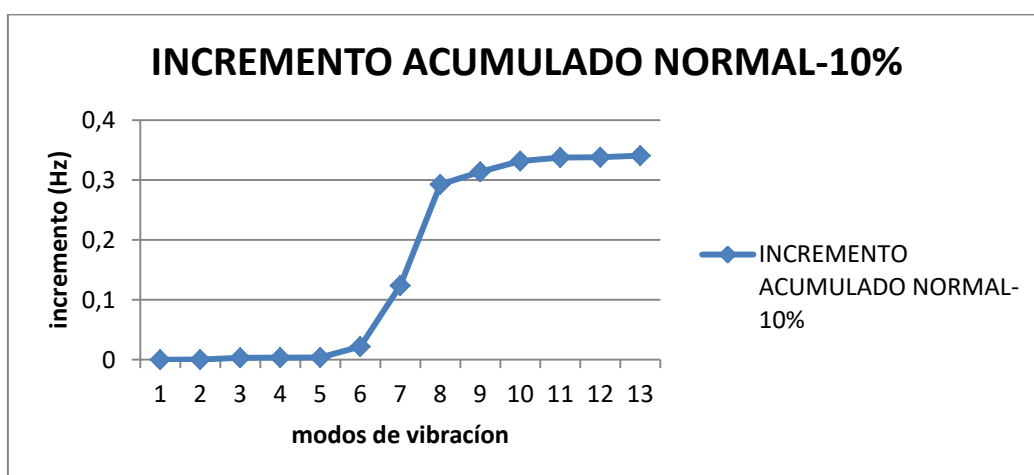


Ilustración 6-1-14: curva de incrementos acumulados de la transición del caso sin defecto al de 10%

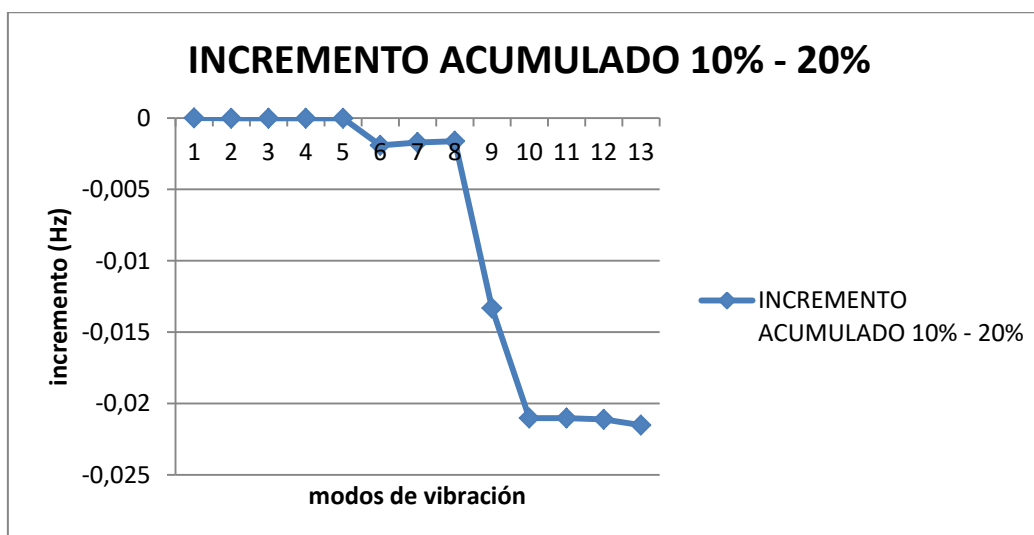


Ilustración 6-1-15: curva de incrementos acumulados de la transición del caso con un defecto del 10 al 20 %



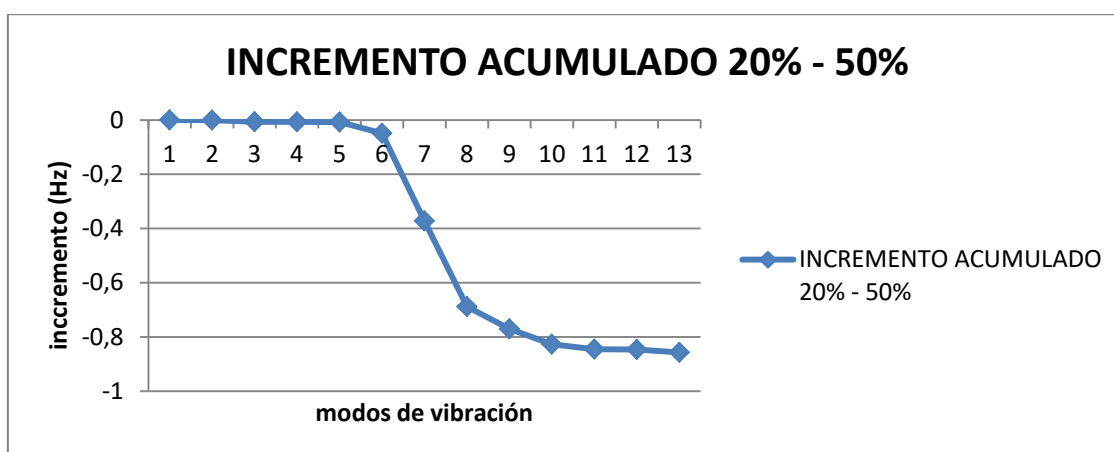


Ilustración 6-1-16: curva del incremento acumulado de la transición de un defecto del 20 al 50%

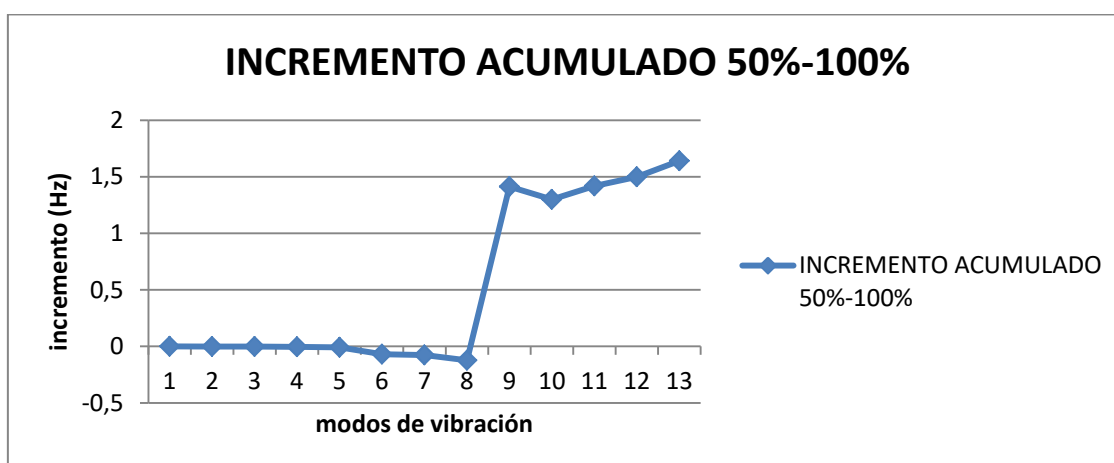


Ilustración 6-1-1728: curva del incremento acumulado de la transición de un defecto del 50 al 100%

En las figuras superiores, en las que se hace un estudio sobre los distintos incrementos de todos los modos en la transición de un defecto a otro, se puede observar claramente como, en un primer momento se cumplen las tendencias comentadas con anterioridad, y también como en función del grado de magnitud de los incrementos, el paso de la grieta del 10 % al 20% no tiene prácticamente ninguna influencia, mientras que la mayor diferencia tiene lugar en la transición de un defecto del 50% a otro del 100%.

Para finalizar con los análisis modales, se van a mostrar las representaciones del bogie en estado normal – la distribución de cargas y de deformaciones de los otros casos son muy similares- de las cargas de Von Mises y de las deformaciones.

Cada una de las imágenes se corresponde con un modo de vibración, y finalmente, se añade la escala de colores del modo 13 para poder saber a qué se corresponde cada color.

- Caso sin defecto: tensiones

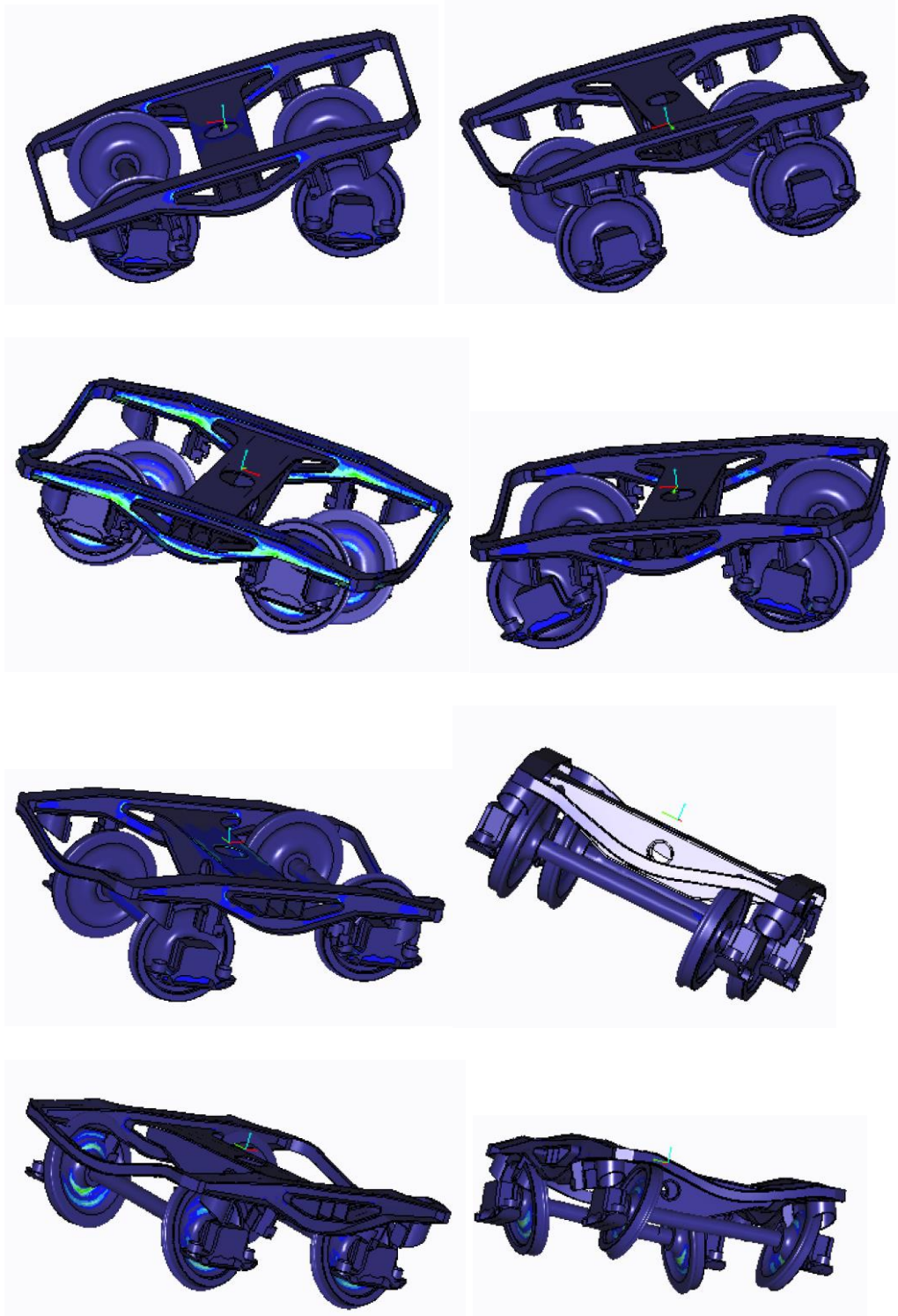
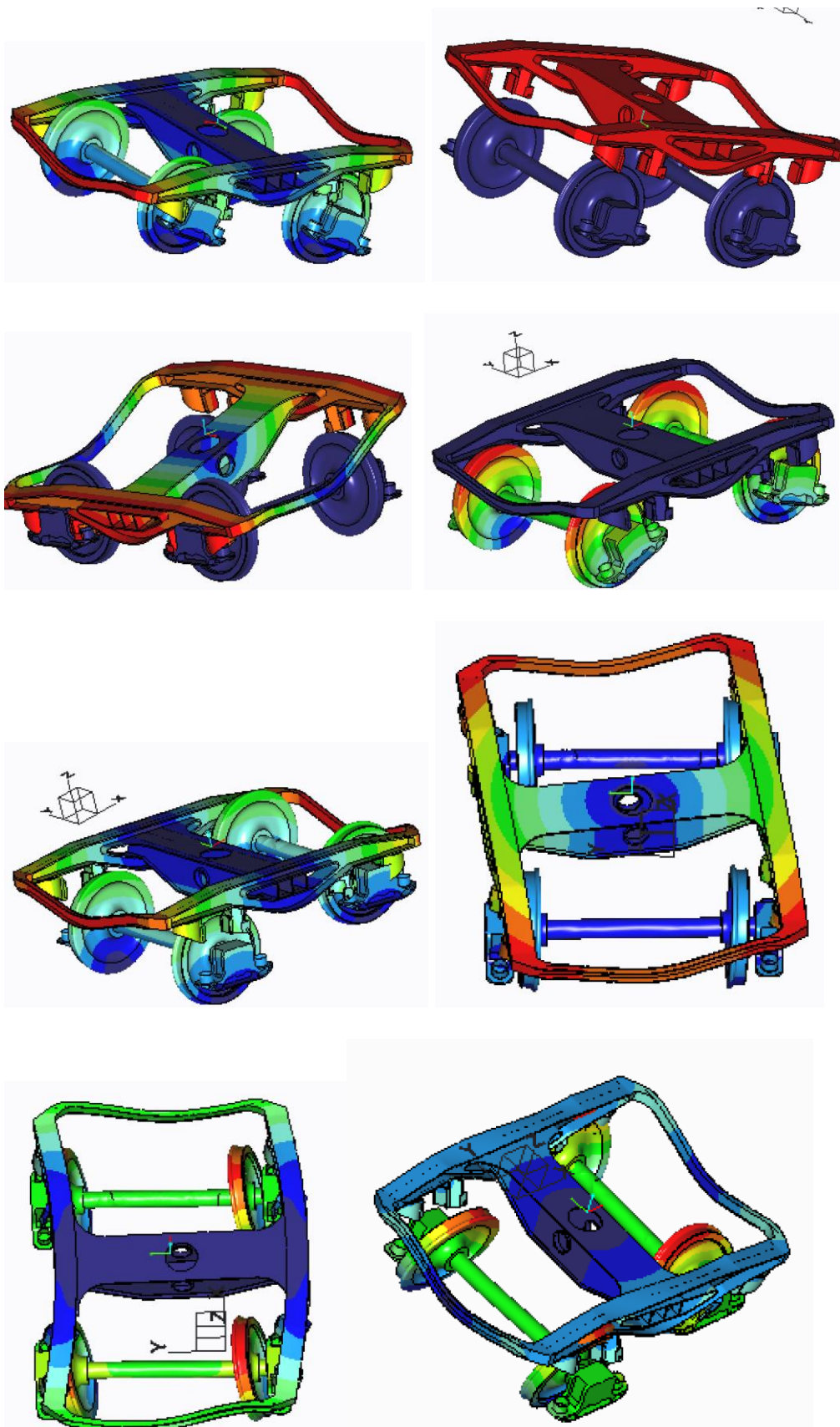




Ilustración 6-1-1829: imágenes de la distribución de tensiones de los distintos modos de vibración en el bogie

- Estado normal: deformaciones





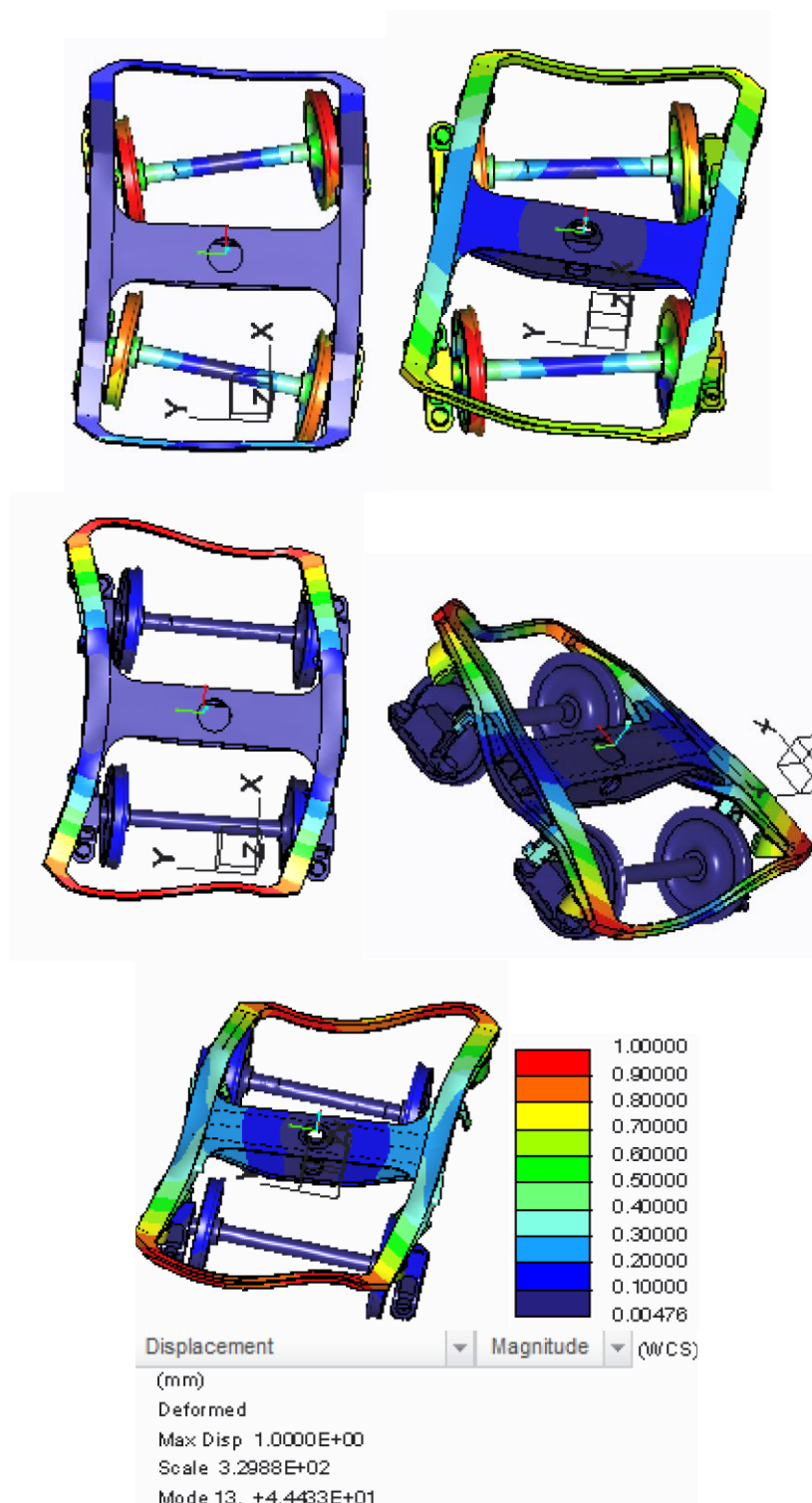


Ilustración 6-1-19: imágenes de la distribución de desplazamiento de los distintos modos de vibración en el bogie

## ANÁLISIS DE FRECUENCIA

Los análisis de frecuencia y transitorios, solo se pueden efectuar una vez realizados los análisis modales, puesto que utilizan los datos proporcionados por este tipo de análisis, es más, el programa no permite la ejecución de un estudio de frecuencia o tiempo sin hacer previamente el modal anterior.

Tras la ejecución de los análisis modales y de frecuencia se pueden obtener los siguientes gráficos y datos, correspondientes a los diagramas de bode de las medidas de las aceleraciones en magnitud de las dos cajas de grasas mencionadas con anterioridad.

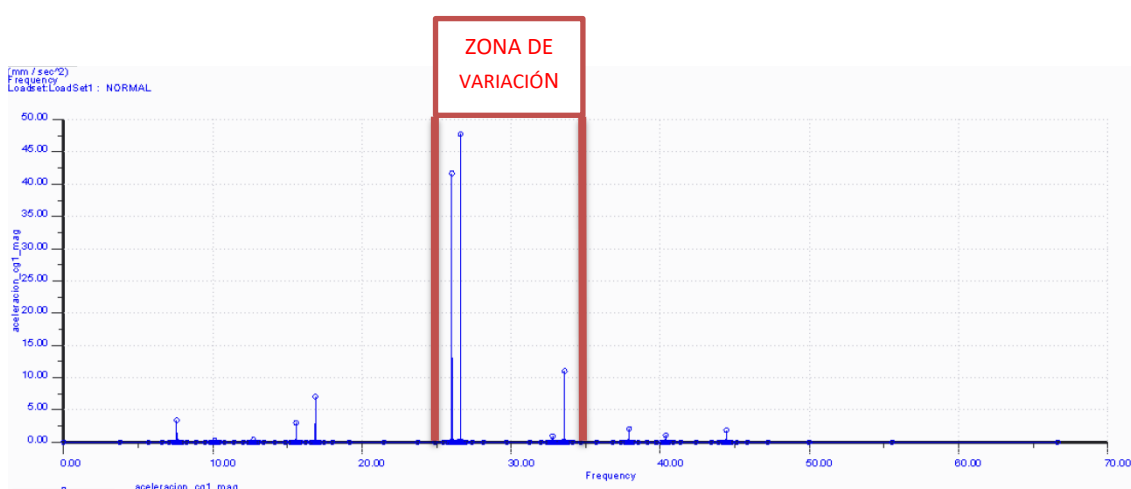


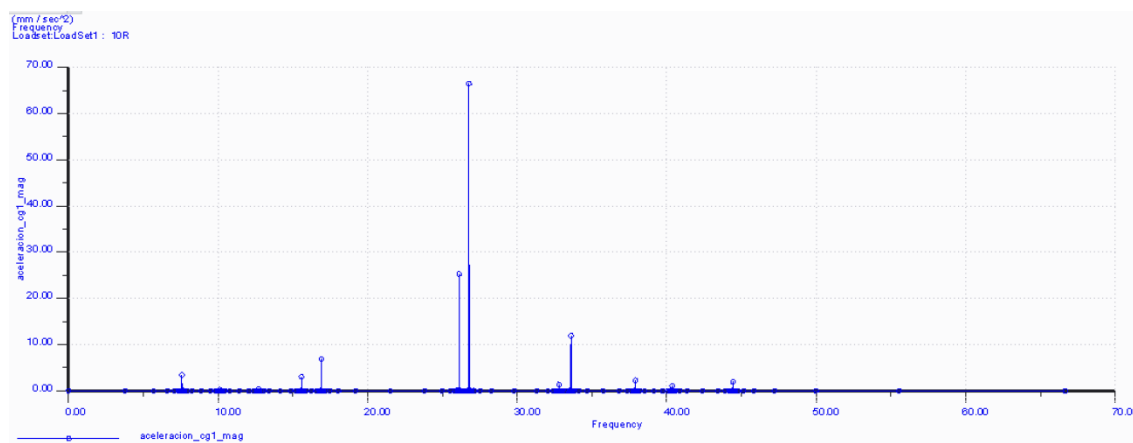
Ilustración 6-2-1: gráficas de análisis de frecuencia del caso sin defecto

En la figura superior se puede observar como los círculos se corresponden a cada uno de los modos de vibración, por otra parte, tras la realización de todos los análisis se ha observado que los resultados son exactamente iguales en ambas cajas de grasas, tanto para los de magnitud, como los de “x”, “y” y “z”, por este motivo, solamente se va a adjuntar el gráfico de magnitud de la caja de grasa 2 del caso del 100%, para demostrarlo con la situación más extrema, aunque los gráficos que faltan se adjuntarán en el anexo..

Puesto que más adelante se hará referencias a las coordenadas comentar que al realizarse las mediciones sobre la caja de grasa, el sistema de referencia que selecciona PTC es el de la caja de grasa, y no el del conjunto, que es el que muestran las imágenes, este sistema consta de las siguientes coordenadas.

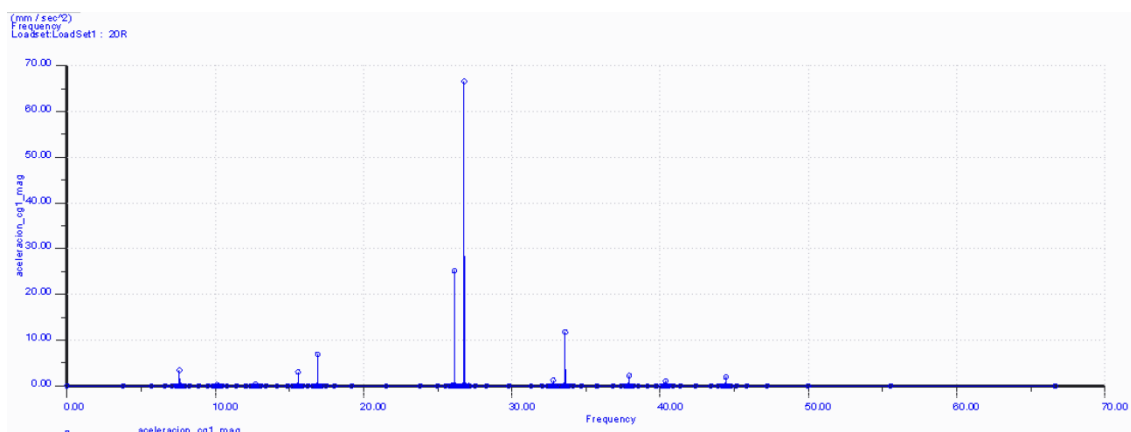
- Coordenada “x”: coordenada cuya dirección es la dirección longitudinal al bastidor, es decir, una dirección horizontal perpendicular al eje.

- coordenada “y”: dirección vertical, perpendicular al eje, lleva la misma dirección que la fuerza aplicada, por lo que registrará mayores valores.
- coordenada “z”: dirección longitudinal axial del eje.



**Ilustración 6-2-2: gráficas de análisis de frecuencia del caso con un defecto del 10% del radio del eje**

En este análisis, el del caso de grieta del 10%, la diferencia que se puede observar es en los dos puntos situados entre las frecuencias de 20 y 30 Hz, dentro de los cuales, el primero experimenta un declive, pasando de una frecuencia de unos 42,5 Hz a una de unos 25 Hz, y el segundo, experimenta un aumento pasando de unos 47.5 Hz a unos 65 Hz. El resto de los modos se mantienen en la misma frecuencia.



**Ilustración 6-2-3: gráficas de análisis de frecuencia del caso con un defecto del 20% del radio del eje**

En este caso, no se muestra ninguna variación entre el análisis de frecuencia del bogie con una grieta de 10 % y el que tiene una grieta del 20 %, además, esto también se produce para los estudios en las distintas coordenadas, por lo que a partir de este momento ya no se pondrán los análisis del 20 %. El motivo por el que no hay ninguna

diferencia, se debe a que tal y como se explicó en el análisis modal, la diferencia entre estos dos tipos de casos es prácticamente inapreciable.

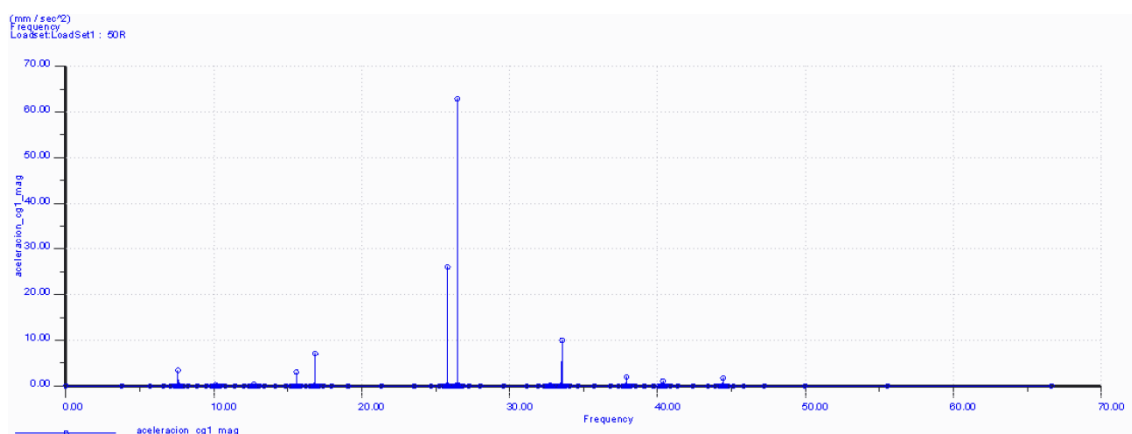


Ilustración 6-2-4: gráficas de análisis de frecuencia del caso con un defecto del 50% del radio del eje

La diferencia entre este caso, el del 50 %, con respecto al de 10 % y el de 20% radica en el pico más alto en el que se produce un leve descenso, y sobre todo, en los dos picos siguientes, comprendidos entre 30 y 35 Hz , en cuyos casos se produce un decrecimiento mas perceptible.

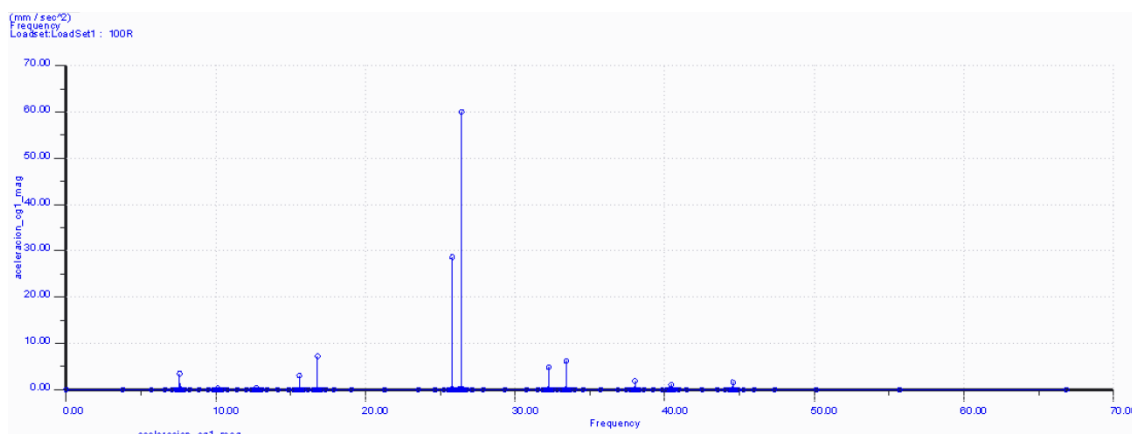


Ilustración 6-2-5: gráficas de análisis de frecuencia del caso con un defecto del 100% del radio del eje

Las variaciones en este caso, se vuelven a producir en los cuatro modos comprendidos entre 25 y 35 Hz, aumentado el primero y el tercero, y disminuyendo los otros dos.

La gráfica siguiente, se añade para demostrar como los resultados son los mismos para la caja de grasa 1 y para la caja de grasa 2.



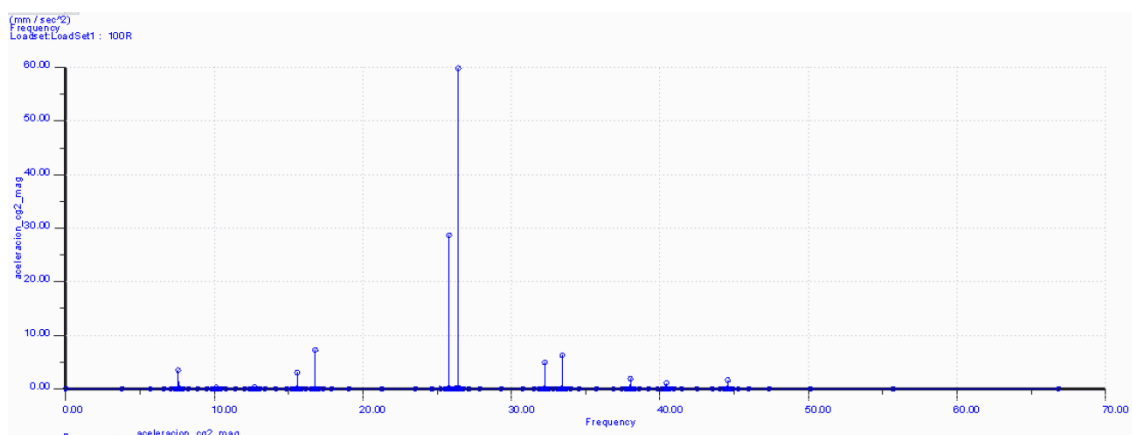


Ilustración 6-2-6: gráficas de análisis de frecuencia del caso con un defecto del 10% del radio del eje de la caja de grasa 2

Los anteriores análisis reflejaban los diagramas para las aceleraciones en magnitud en la caja de grasa 1, los siguientes mostraran los diagramas para las coordenadas anteriormente comentadas, también respecto a la caja de grasa 1.

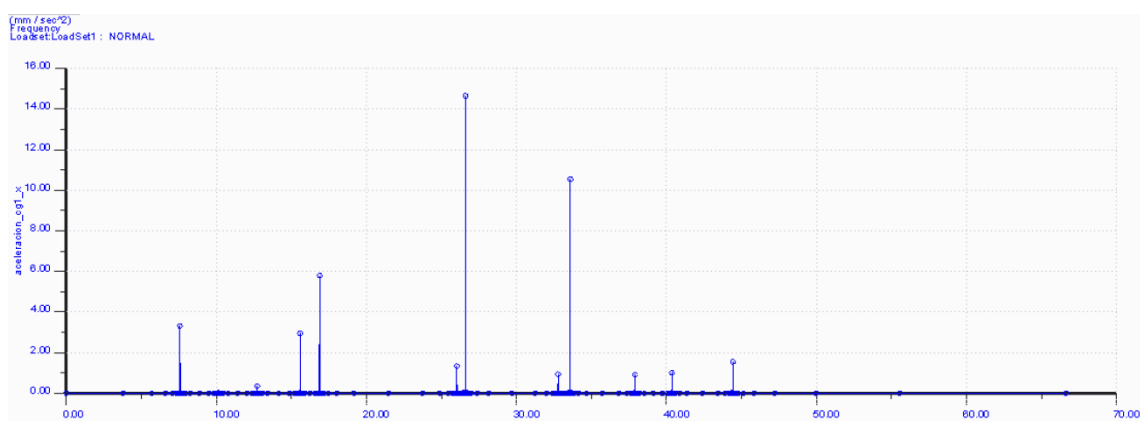


Ilustración 6-2-7: gráficas de análisis de frecuencia en coordenada x del caso sin defecto

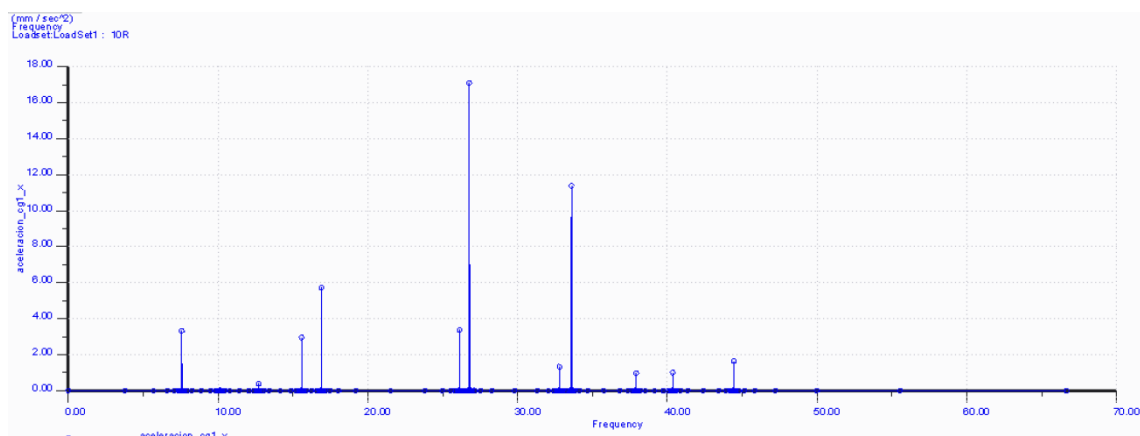


Ilustración 6-2-8: gráficas de análisis de frecuencia en coordenada x del caso con defecto del 10 %

Se puede volver a apreciar como los únicos modos cuya frecuencia varía son los comprendidos entre 25 y 35 Hz, experimentando un aumento en los cuatro.

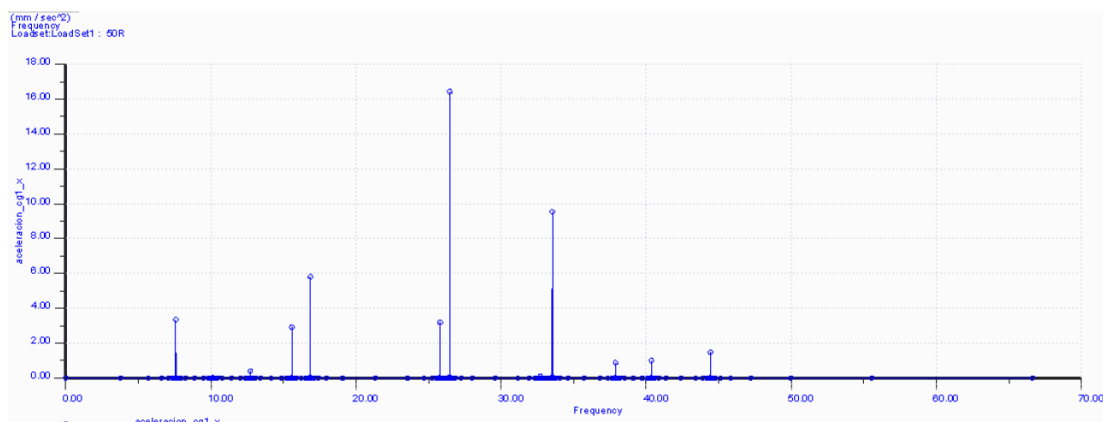


Ilustración6-2-9: gráficas de análisis de frecuencia en coordenada x del caso con defecto del 50 %

Se aprecia un descenso en el más alto y en los dos siguientes.

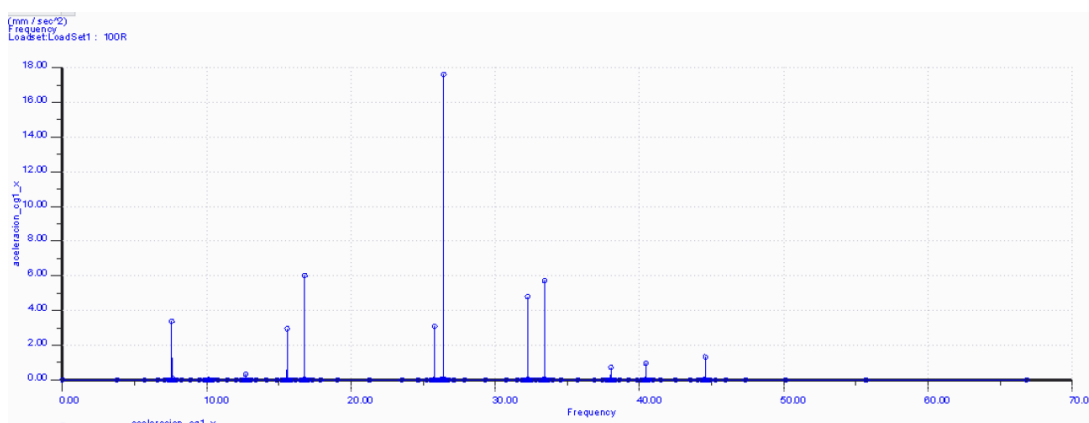


Ilustración 6-2-10: gráficas de análisis de frecuencia en coordenada x del caso con defecto del 100%

Experimenta un claro aumento en el primero y en los dos siguientes, en esta transición es en la que se producen los cambios más abultados.

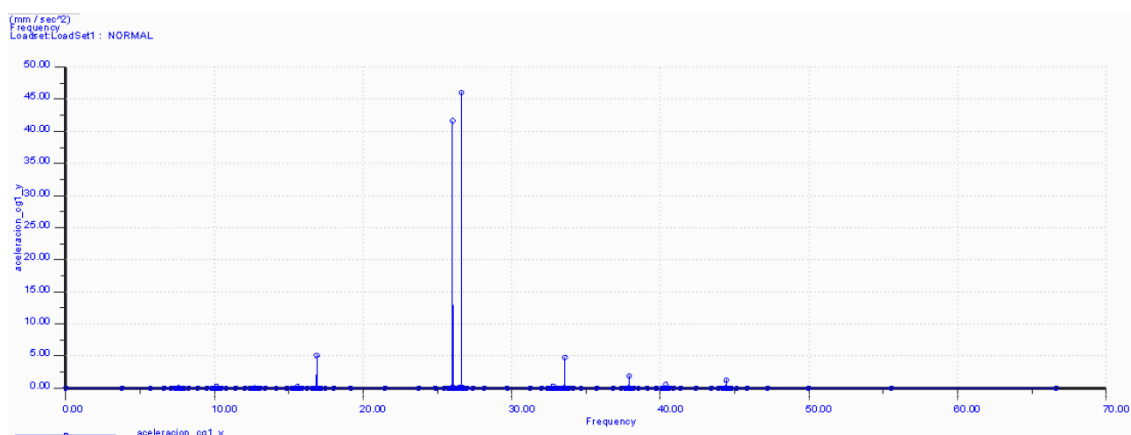


Ilustración 6-2-11: gráficas de análisis de frecuencia en coordenada y del caso sin defecto

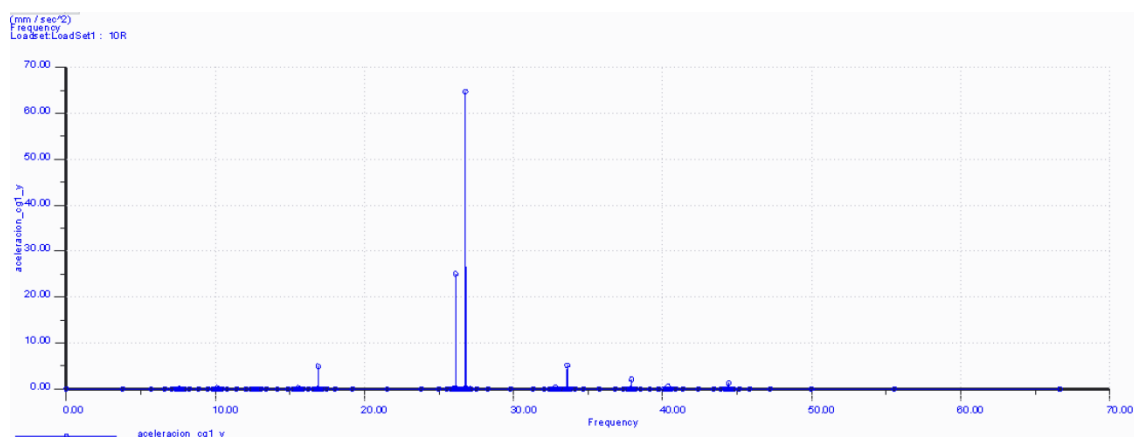


Ilustración 6-2-12: gráficas de análisis de frecuencia en coordenada y del caso con defecto del 10 %

Las diferencias son claras, produciéndose un descenso en el segundo pico más alto y un aumento muy fuerte en el pico más alto. El resto permanecen constante.

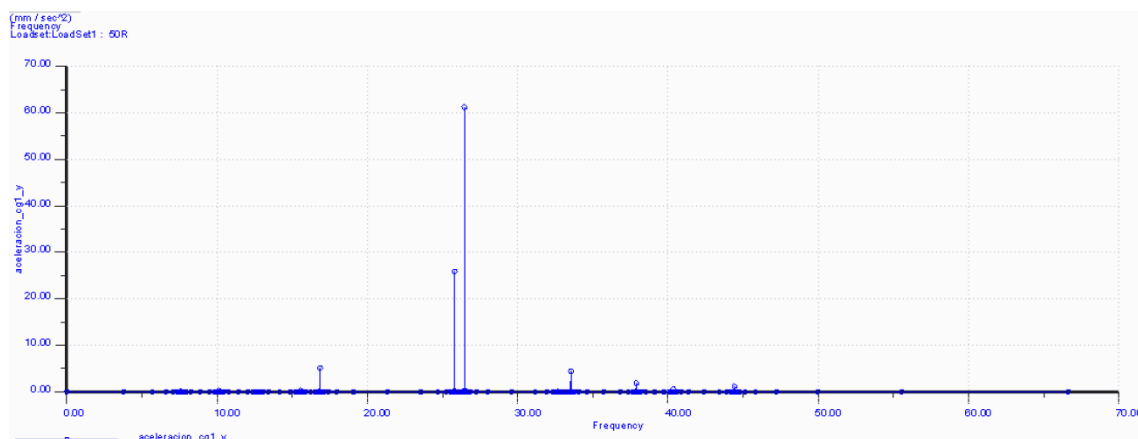


Ilustración 6-2-13: gráficas de análisis de frecuencia en coordenada y del caso con defecto del 50 %

Se produce un descenso muy leve en el pico más alto, es la única variación que se da en esta transición, en la coordenada “y”.

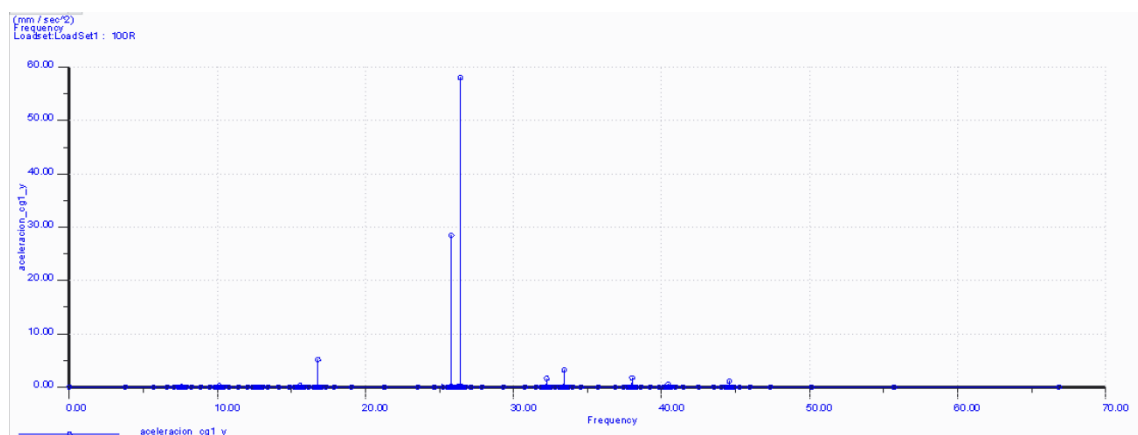
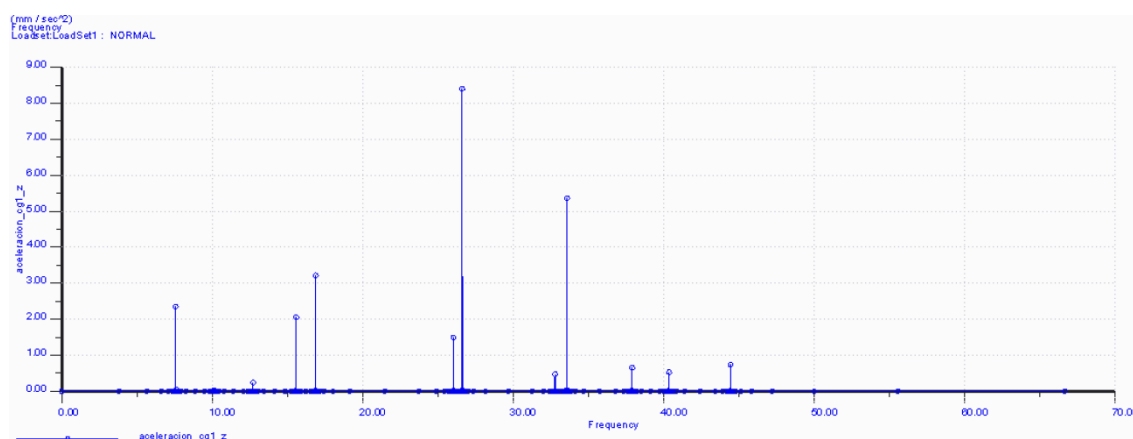


Ilustración 6-2-14: gráficas de análisis de frecuencia en coordenada y del caso con defecto del 100 %

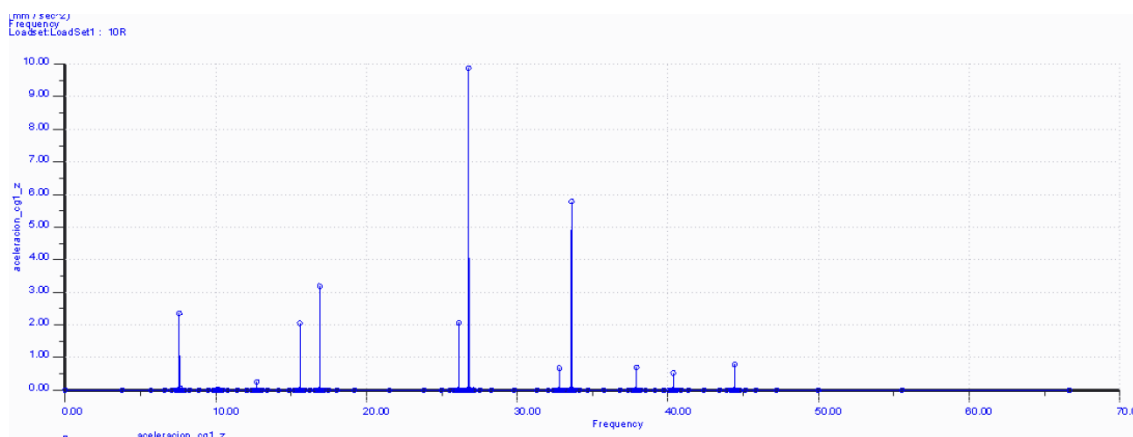
Las diferencias de este tipo de defecto respecto al anterior también son muy leves, un pequeño aumento en el segundo más alto, un pequeño descenso en el más alto y un leve aumento en el siguiente.

Para concluir con el estudio de esta coordenada, se puede decir que sigue en cierta medida la tendencia del análisis modal, experimentando el gran cambio en el paso de no presencia a presencia de defecto, por otro lado, también se puede concluir que es la coordenada que más influye en magnitud al ser la de valores más altos.

Posteriormente se va a proceder al estudio en la coordenada “z” con el que ya se termina la exposición de datos de análisis de frecuencia.

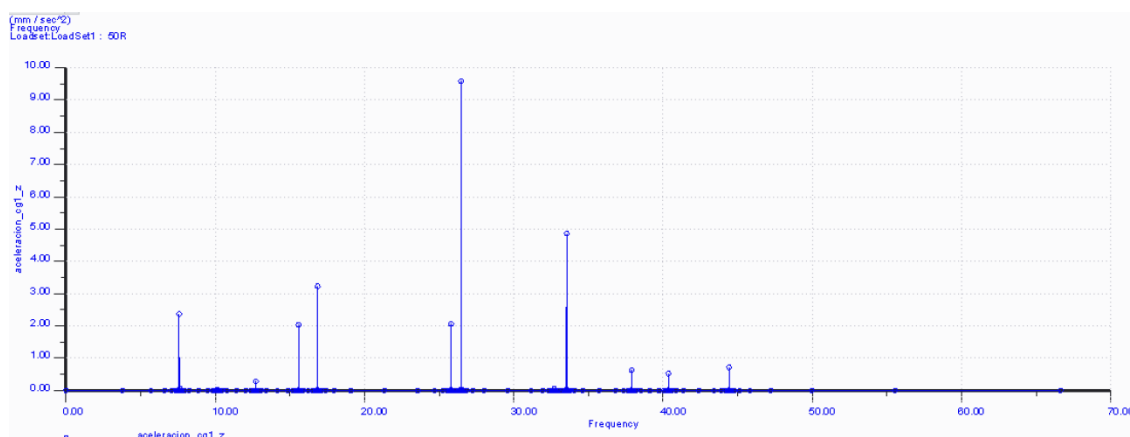


**Ilustración 6-2-15: gráficas de análisis de frecuencia en coordenada "z" del caso sin defecto**



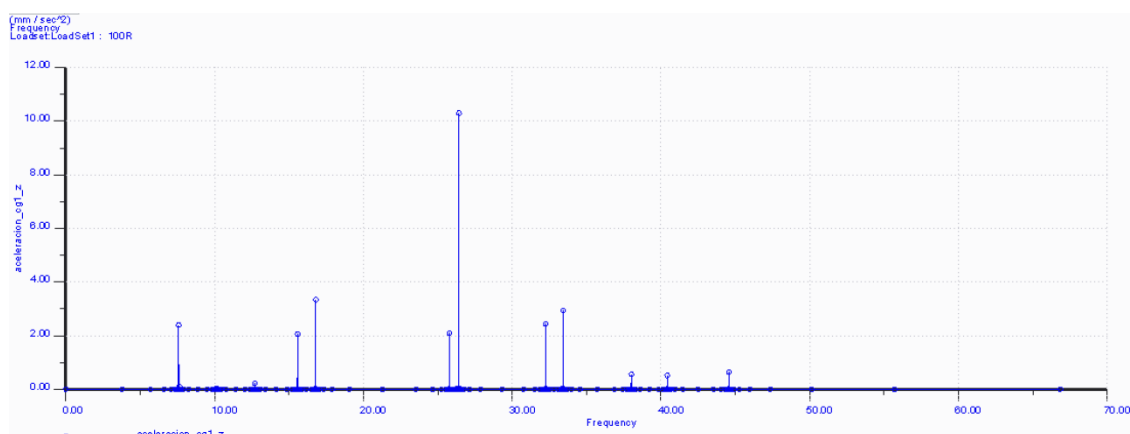
**Ilustración 6-2-16: gráficas de análisis de frecuencia en coordenada "z" del caso con defecto del 10 %**

Se vuelve a observar como las variaciones se producen únicamente en los rangos de frecuencia de 25 a 35 Hz, dándose un aumento en los cuatro modos de vibración.



**Ilustración 6-2-17:** gráficas de análisis de frecuencia en coordenada "z" del caso con defecto del 50 %

En este caso, se produce un leve decrecimiento en el modo cuya frecuencia es la más alta y en el siguiente.



**Ilustración 6-2-18:** gráficas de análisis de frecuencia en coordenada "z" del caso con defecto del 100 %

Se produce un aumento considerable más alto y en los dos siguientes, sobre todo en el que está inmediatamente después del más alto.

Tras la realización de los distintos análisis, en líneas generales se puede concluir que los defectos en el eje afectan principalmente para las frecuencias comprendidas entre 25y 35 HZ, debido a que es en la que se apreciaban las diferencias, mientras que en el resto no se apreciaba ninguna variación.

Por otro lado, tal y como se ha visto en los resultados superiores, no existe una dependía lineal entre el tamaño de defecto y el aumento de la aceleración, pues el gran aumento se da con la presencia de defecto y no aumenta linealmente al aumentar el tamaño del defecto.

## ANÁLISIS TRANSITORIO

El análisis transitorio de este proyecto, consiste en el estudio de las aceleraciones, experimentadas a lo largo del tiempo, por las dos cajas de grasas del eje dañado.

Se analizarán tanto las aceleraciones totales – las de magnitud- como las correspondientes a cada una de las coordenadas explicadas en el estudio anterior.

En un primer momento, se mostrarán los análisis correspondientes a las dos cajas de grasas en magnitud, en orden de defecto ascendente, empezando por sin defecto y terminando por un defecto del 100 % del radio del eje. Posteriormente se mostrarán los resultados de las coordenadas “x”, “y” y “z”.

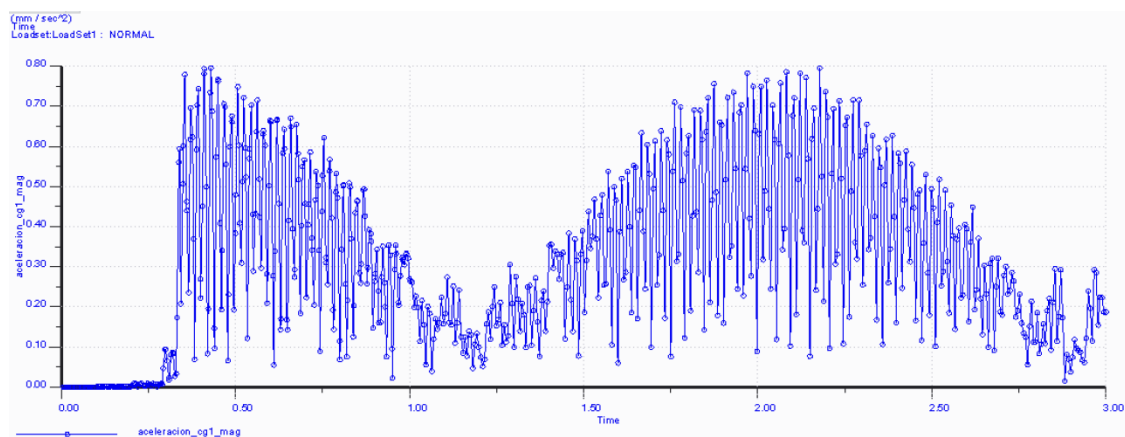


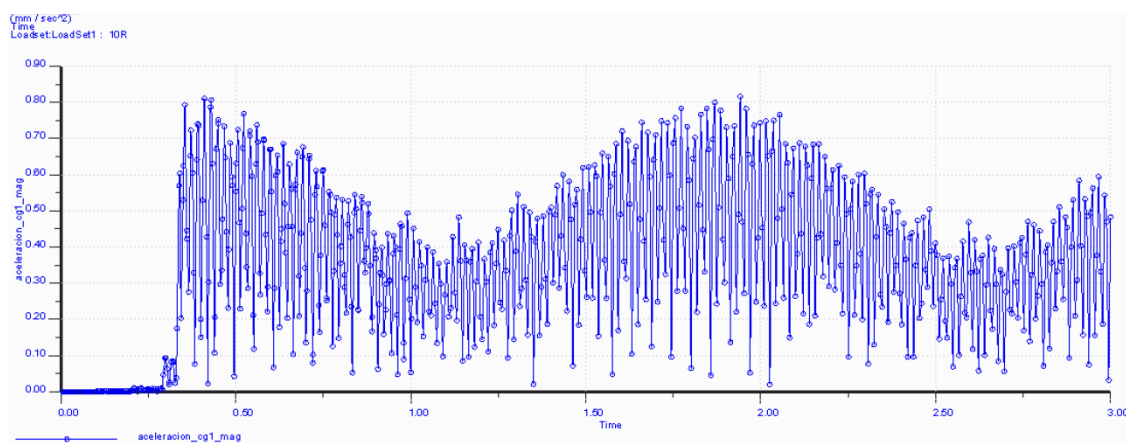
Ilustración 6-3-1: resultados de análisis transitorio en magnitud en caso sin defecto

En este análisis se puede observar como el impulso empieza a percibirse en el bogie a los 0,3 segundos, esto aunque se comentará en conclusiones, se debe al tiempo que transcurre entre que se da la orden de input hasta que la ejecuta y hasta que la recibe el programa.

Posteriormente se observa una zona en la que se desarrolla el pico de la perturbación introducida, y como una vez que esta tiene lugar empiezan a bajar de nuevo recuperando, o intentando recuperar el estado inicial.

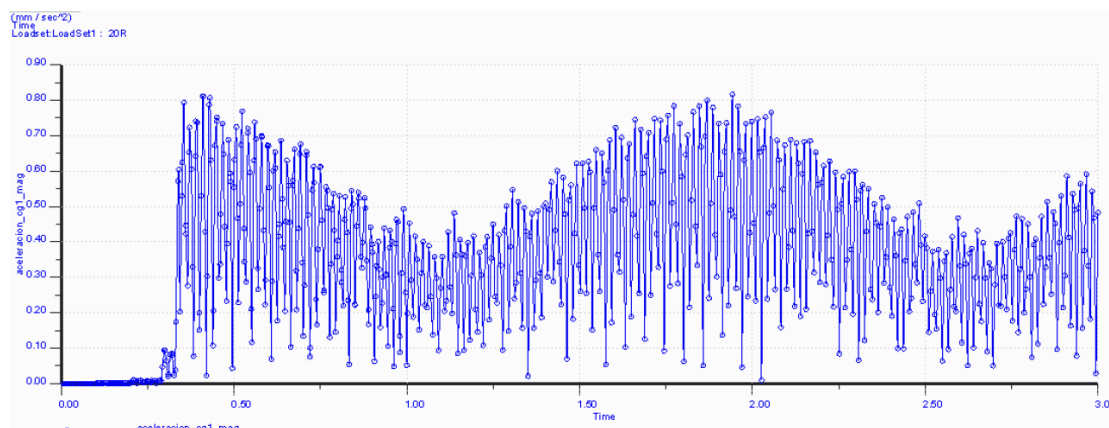
La parte delimitada entre 1.0 y 1.5 segundos, es la etapa de mayor recuperación, en la que se van a apreciar más adelante los mayores cambios.

Finalmente después de la etapa de recuperación máxima, el software vuelve a introducir nuevamente el impulso, combinando las aceleraciones que quedan del primer impulso con las que empiezan a generar el segundo.



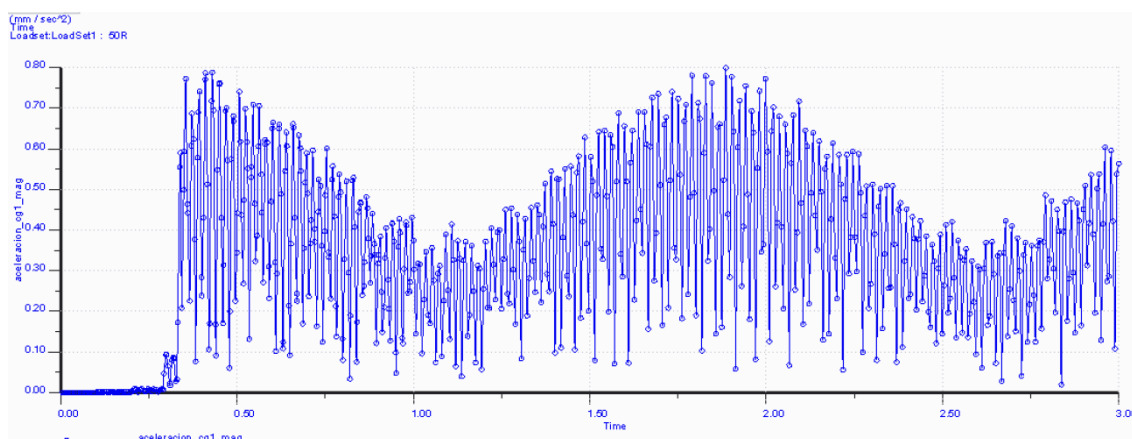
**Ilustración 6-3-2: resultados de análisis transitorio en magnitud en caso con defecto del 10 %**

Se puede observar como las aceleraciones son ligeramente superiores que las experimentadas en el caso sin defecto, aunque la gran diferencia se produce en la zona de máxima recuperación, donde las aceleraciones son superiores con un mayor registro de resultados.



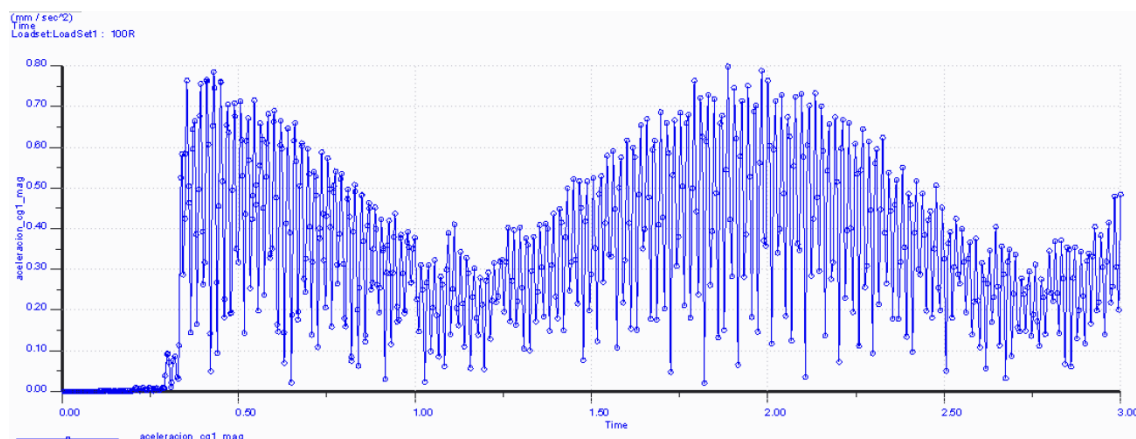
**Ilustración 6-3-4: resultados de análisis transitorio en magnitud en caso con defecto del 20 %**

Los gráficos mostrados en la figura superior, son iguales a los del caso de un defecto del 10% del radio del eje, se han introducido para demostrar esta igualdad, en los siguientes no se van a mostrar, simplemente se comentará cuando sean iguales y se adjuntarán como anexo.



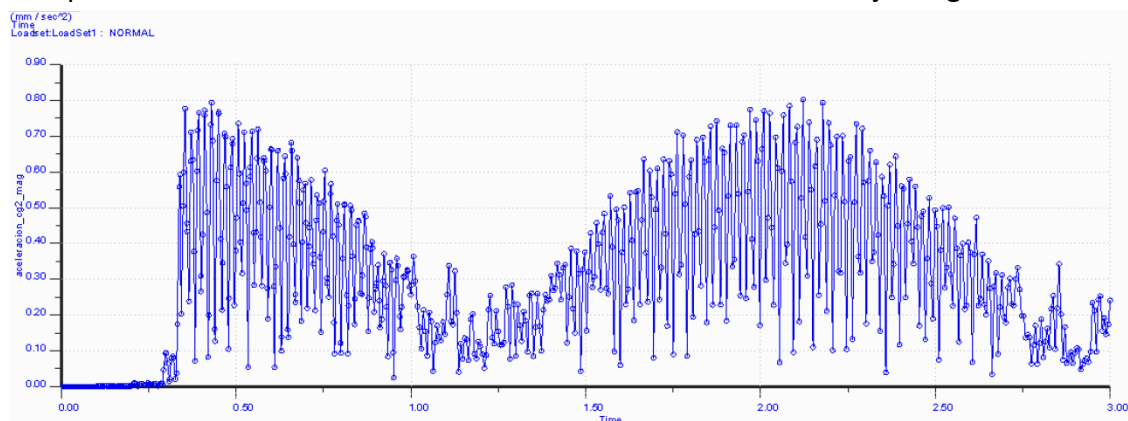
**Ilustración 6-3-5: resultados de análisis transitorio en magnitud en caso con defecto del 50 %**

En este gráfico se puede apreciar como los valores de las aceleraciones vuelven a ser menores que en los dos casos anteriores.



**Ilustración6-3-6: resultados de análisis transitorio en magnitud en caso con defecto del 100 %**

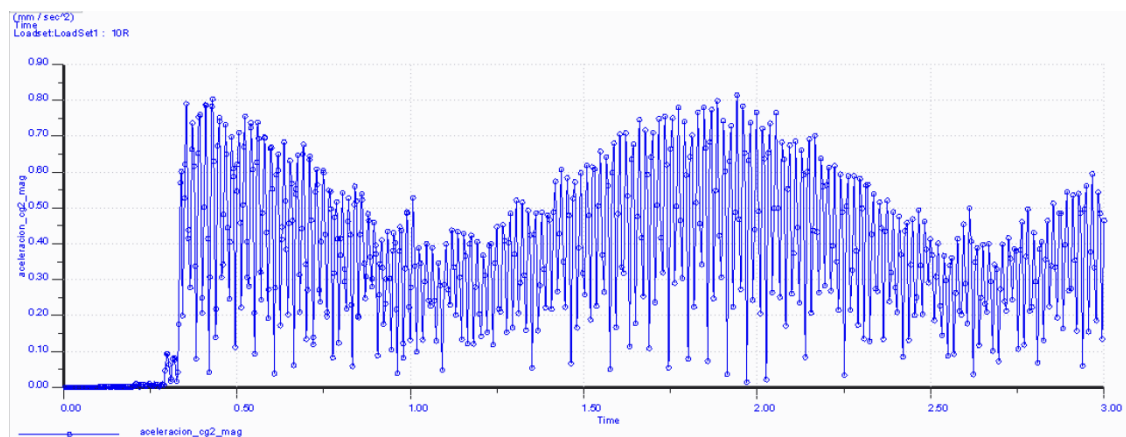
Muy similares a los del caso del 50% del radio del eje, la única diferencia es que las aceleraciones son ligeramente inferiores, sobre todo en la zona de máxima recuperación. A continuación se mostrarán los resultados de la caja de grasa 2.



**Ilustración6-3-7: resultados de análisis transitorio en magnitud en caso sin defecto en caja de grasa 2**



Para el caso sin defecto, las aceleraciones de la caja de grasa 2 son prácticamente las mismas que para la caja de grasa uno, esto se debe a que no hay ningún elemento que pueda alterarlo.

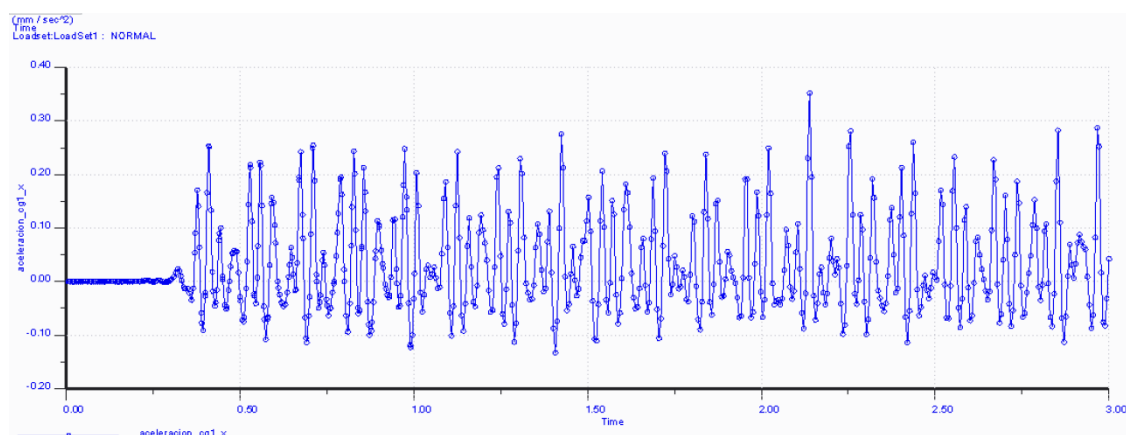


**Ilustración 6-3-8: resultados de análisis transitorio en magnitud en caso con defecto del 10 % en caja de grasa 2**

En los casos con defecto, las variaciones apreciables entre las cajas de grasas uno y dos son muy leves, y en todos los casos con defectos son las mismas, es decir, un leve aumento de las aceleraciones en la zona de máxima recuperación, y muy leve en las otras zonas, a modo de ejemplo ha mostrado únicamente el caso de la grieta con un defecto del 10 % del radio del eje.

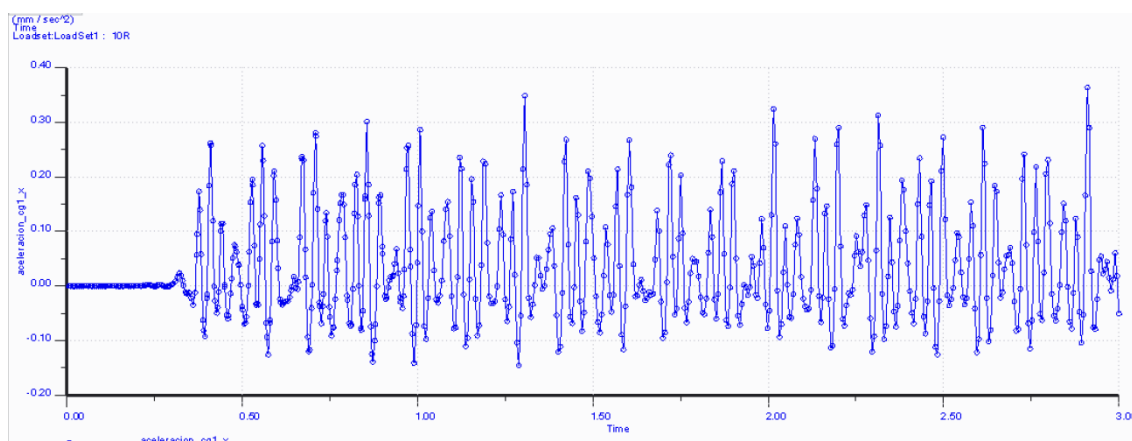
- **En coordenada “x”:**

A continuación se van a mostrar las gráficas correspondientes a las aceleraciones experimentadas en la dirección de la coordenada “x”, tal y como se comentó anteriormente, en esta parte no se van a mostrar aquellas gráficas donde no se aprecien cambios, estas se podrán encontrar en el anexo del proyecto.



**Ilustración 6-3-9: resultados de análisis transitorio en coordenada “x” en caso sin defecto**

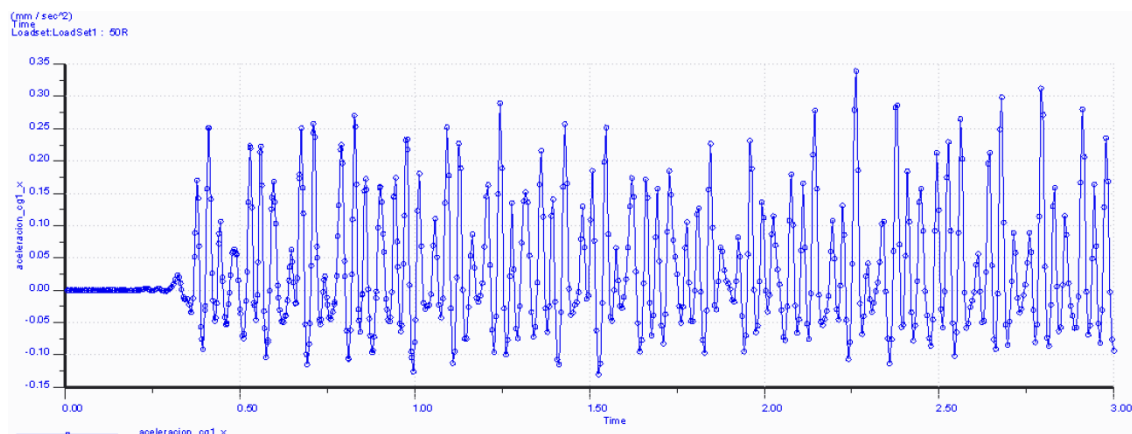
Se puede observar como se dan unos valores de un orden de magnitud similar a los de las aceleraciones totales, por lo que una variación en esta dirección si influiría en la total.



**Ilustración 6-3-10: resultados de análisis transitorio en coordenada "x" en caso con defecto del 10 %**

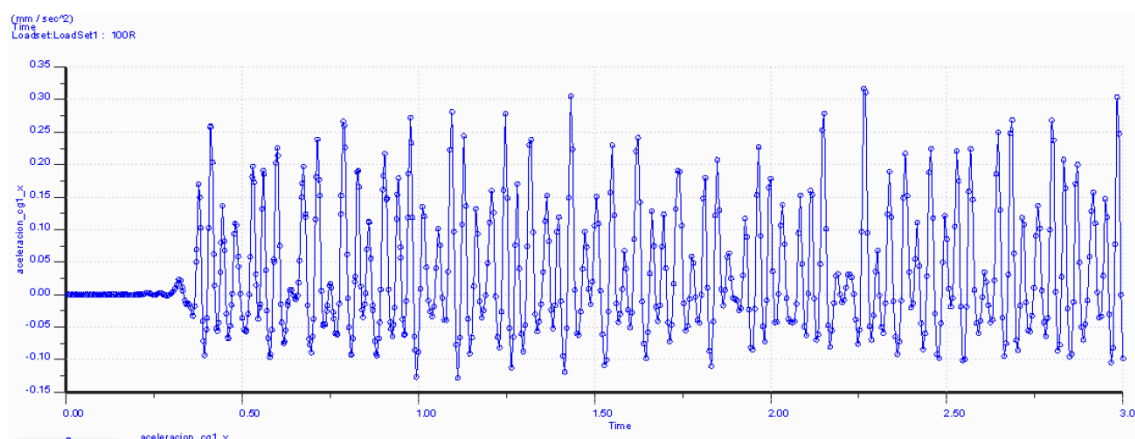
Las aceleraciones experimentadas a partir de 0,5 segundos son superiores a las del caso sin defecto, pero se puede ver como son muy similares.

La gráfica con un defecto del 20 % del valor del eje no se muestra debido a que es exactamente igual que la del 10 %.



**Ilustración 6-3-11: resultados de análisis transitorio en coordenada "x" en caso con defecto del 50 %**

Los valores son menores que los mostrados para 10 % y 20 %, pero siguen siendo superiores a los del caso sin defecto, este caso presenta también un comportamiento mas estable que los mostrados anteriormente, pues todos los picos superiores e inferiores tienen valores de aceleración muy similares. También se puede observar como a partir del segundo impulso, es decir, de 1,5 segundos, hay algunos valores ligeramente superiores.

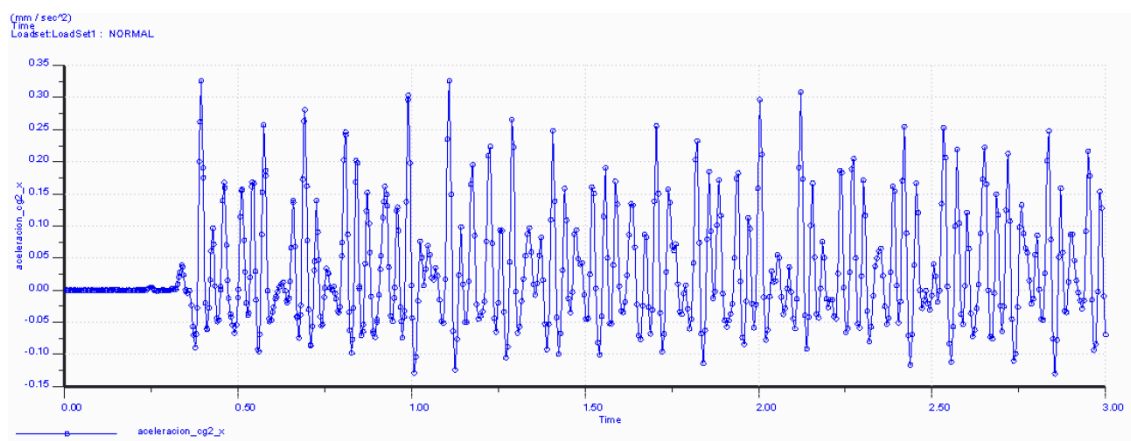


**Ilustración 6-3-12: resultados de análisis transitorio en coordenada "x" en caso con defecto del 100 %**

En la gráfica superior se muestran los resultados extraídos del análisis transitorio para un defecto de grieta con profundidad igual al valor del radio del eje.

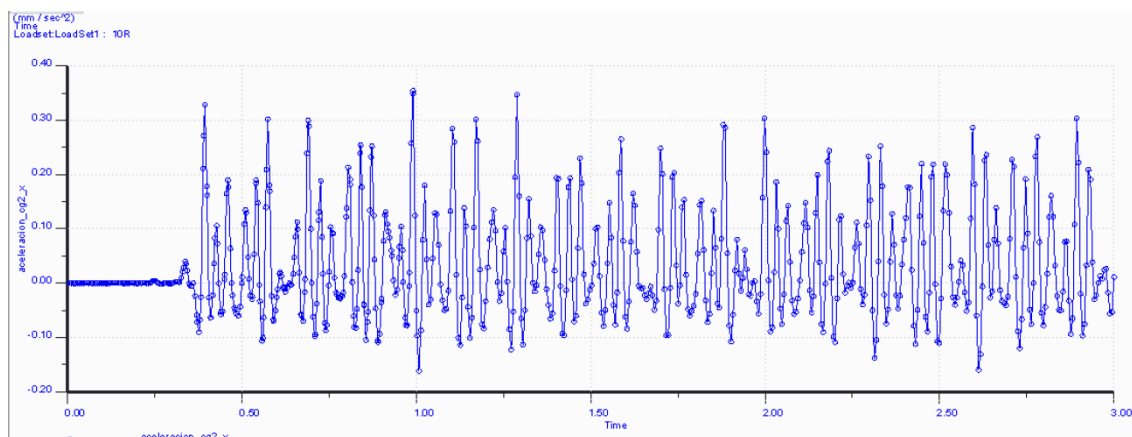
Se puede ver como los valores de la aceleración son ligeramente inferiores, en líneas generales, pues también se pueden apreciar la presencia de algunos picos, cuyas aceleraciones características son ligeramente superiores.

A continuación se van a presentar los resultados de esta misma aceleración en la caja de grasa 2, en esta coordenada sí que se aprecian diferencias entre ambas cajas, tal y como se comenta ahora.



**Ilustración 6-3-13: resultados de análisis transitorio en coordenada "x" en caso sin defecto en caja de grasa 2**

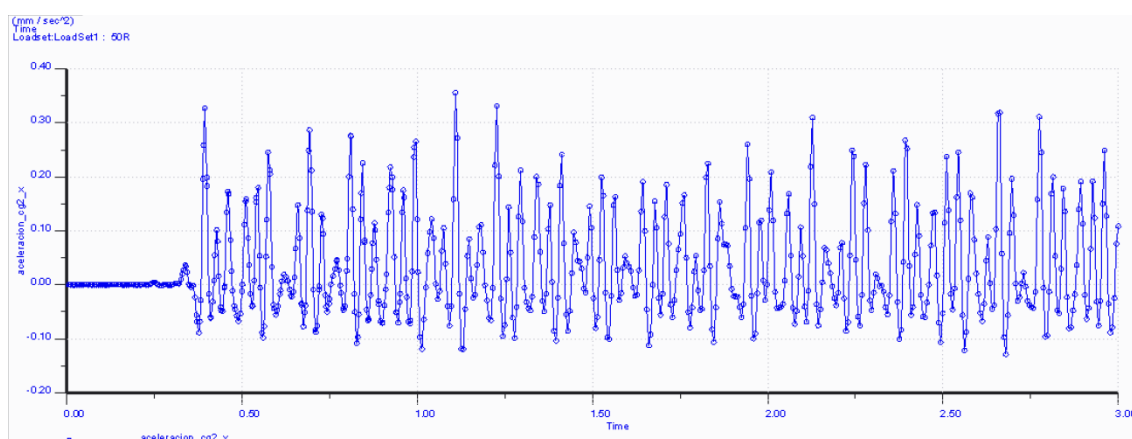
En este caso se puede apreciar claramente como las aceleraciones experimentadas por la caja de grasa número dos, son superiores a las experimentadas por la otra caja de grasa.



**Ilustración 6-3-14: resultados de análisis transitorio en coordenada "x" en caso con defecto del 10 % en caja de grasa 2**

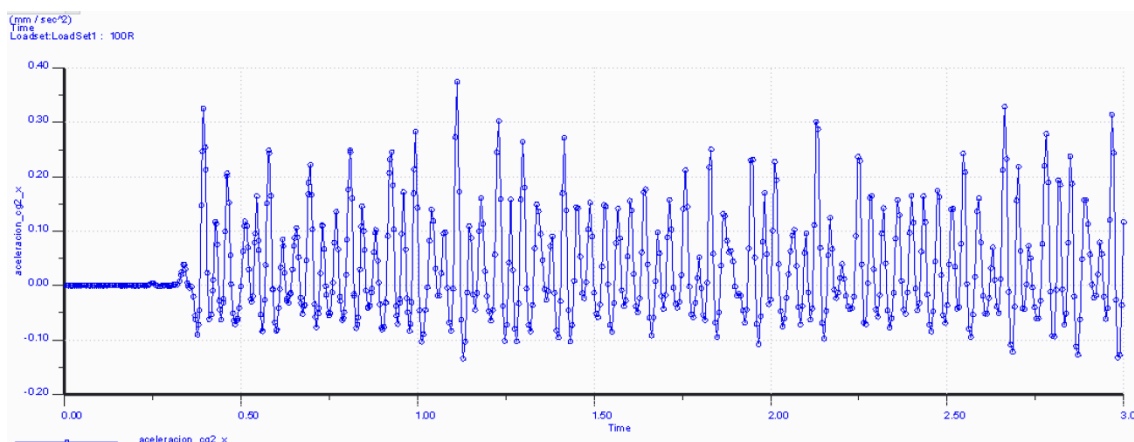
Se puede apreciar cómo, en general los valores de las aceleraciones correspondientes al primer impulso, esto es, hasta el segundo 1, son apreciablemente más altos, pero los correspondientes al impulso dos, esto es, desde 1,5 segundos, son más bajos.

En el caso de la grieta con una profundidad del 20 % del radio del eje, no se observa ninguna diferencia en relación al comportamiento de la caja de grasa 2 del caso recién comentado, por este motivo no se va a mostrar en este apartado, ya que presenta exactamente el mismo comportamiento.



**Ilustración 6-3-15: resultados de análisis transitorio en coordenada "x" en caso con defecto del 50 % en caja de grasa 2**

Se puede volver a ver como por lo general, los valores de las aceleraciones son inferiores en esta caja de grasa para el segundo impulso, y superiores para el primero.



**Ilustración 6-3-16: resultados de análisis transitorio en coordenada "x" en caso con defecto del 100 % en caja de grasa 2**

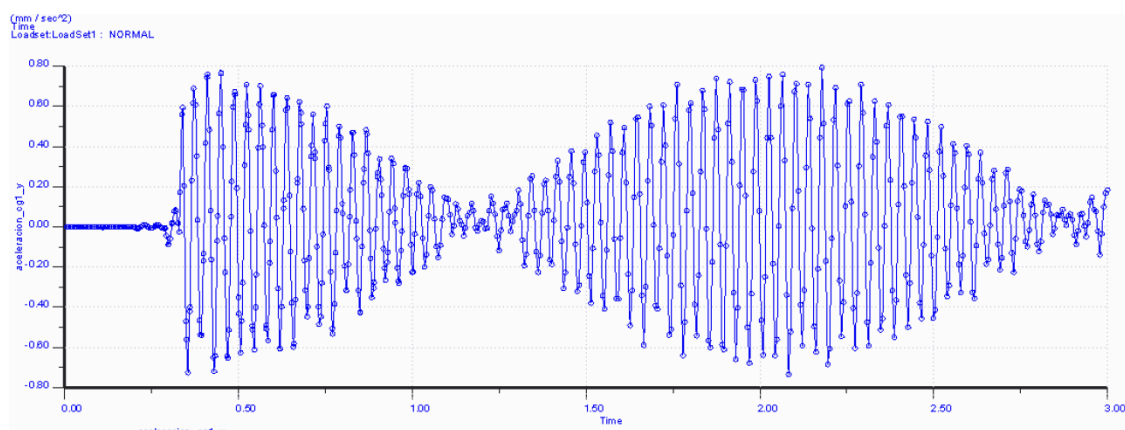
Vuelve a mostrar la misma tendencia que se ha comentado en los casos anteriores.

En esta coordenada, al tratarse de la dirección longitudinal al bastidor, no afecta en gran medida la presencia o no presencia de grietas, de ahí que todos presenten la misma tendencia, y no se una tendencia uniforme, por lo que no se podrá extraer mucha información de la misma.

- **Coordenada "y":**

En esta coordenada es donde mejor se ven las diferencias en la recuperación tras el impulso.

Por otra parte, al ser los valores más altos de las tres coordenadas, son los que más influyen en la aceleración magnitud, pues esta es la resultante de las tres coordenadas en las que se pueden descomponer los vectores.

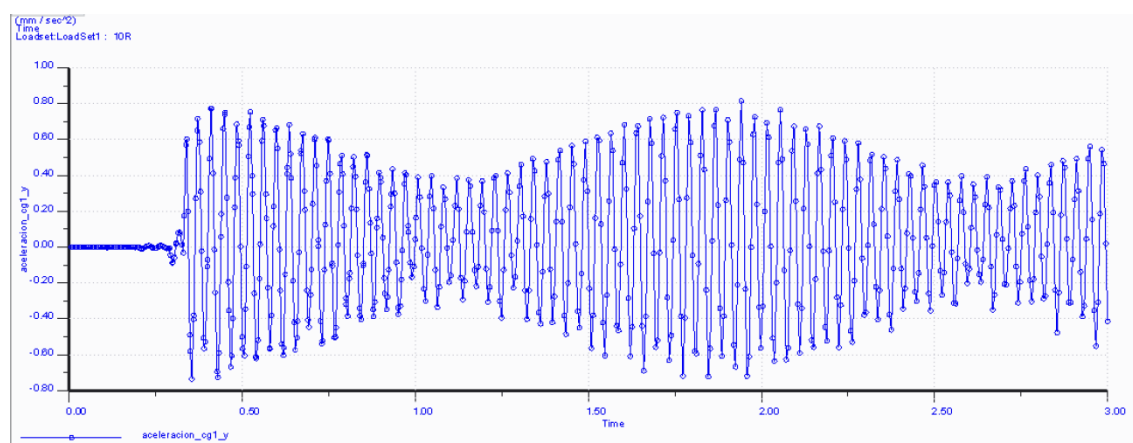


**Ilustración 6-3-17: resultados de análisis transitorio en coordenada "y" en caso sin defecto**

En la gráfica superior, se puede observar como la zona de máxima recuperación comentada en la aceleración en magnitud, es consecuencia del gran declive que experimenta en esta coordenada.

Por otra parte, se puede observar también el punto en el que empieza el impulso introducido como input, y el punto máximo de este impulso, correspondiente con los puntos donde empieza a ver perturbaciones y el máximo valor de aceleración del primer conjunto de aceleraciones.

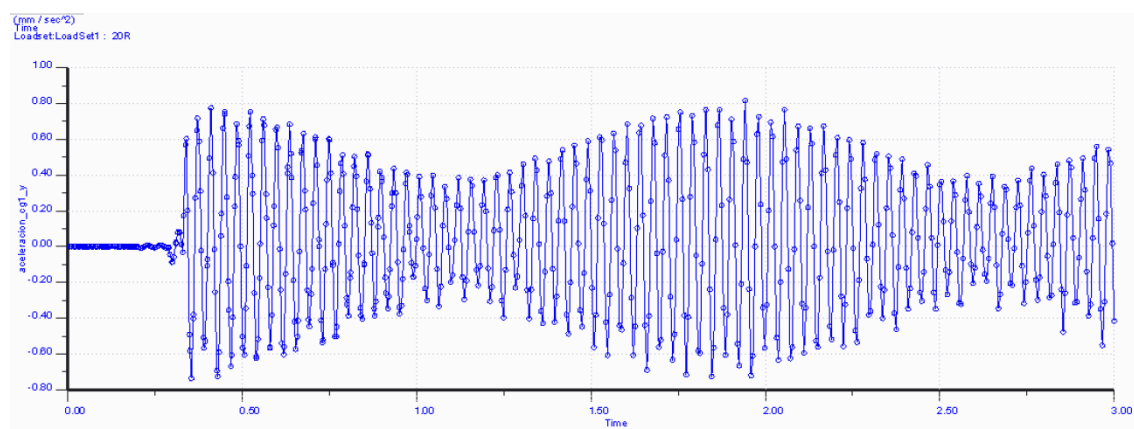
En esta coordenada, y más concretamente en este caso, se puede apreciar muy bien la zona por donde empieza el segundo impulso a actuar sobre el bogie, esto se produce cuando las aceleraciones vuelven a tomar valores mas grandes.



**Ilustración 6-3-18: resultados de análisis transitorio en coordenada "y" en caso con defecto del 10 %**

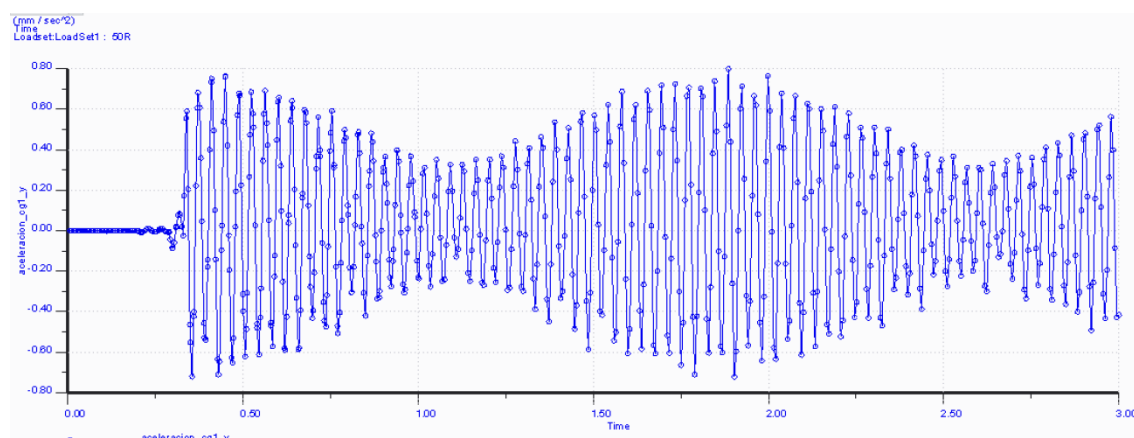
Tal y como se comentó anteriormente, se puede apreciar como la gran diferencia entre los casos con y sin defecto radica en la recuperación tras el impulso.

Se puede analizar como en la gráfica correspondiente a las grietas de profundidad del 10 % y la correspondiente al caso sin defecto, aparte de que en la del 10 % los valores de las aceleraciones sean ligeramente superiores, la gran diferencia está en que tras el primer impulso, en el caso sin defecto se tiende a eliminar todas las vibraciones, mientras que en el caso con defecto las mantiene en un valor próximo a  $0,4 \text{ mm/seg}^2$ .



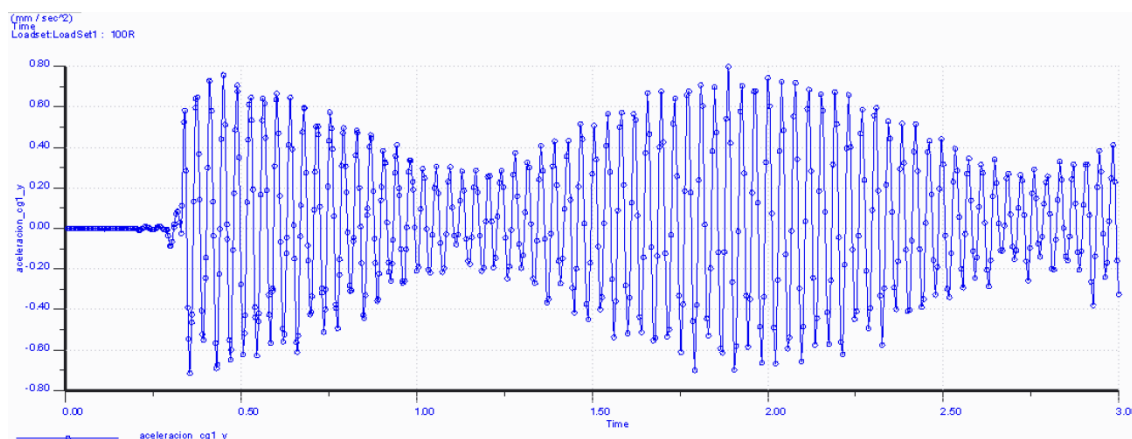
**Ilustración 6-3-19: resultados de análisis transitorio en coordenada "y" en caso con defecto del 20 %**

En este caso, el de la grieta del 20 % del radio del eje, no se observa ninguna diferencia con el caso anterior. Esto se ha ido produciendo en todos los casos por lo que se comentará en conclusiones.



**Ilustración 6-3-20: resultados de análisis transitorio en coordenada "y" en caso con defecto del 50 %**

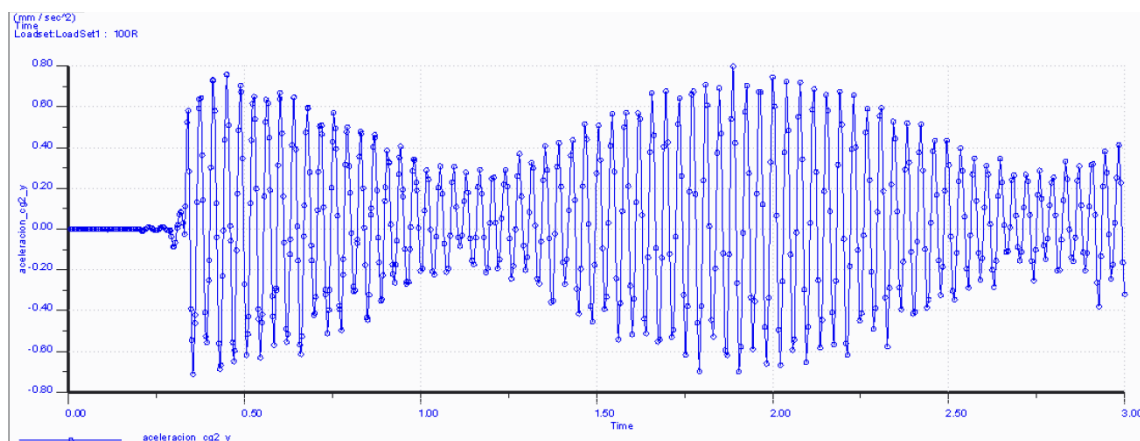
En el estudio de la grieta de profundidad del 50 % se puede observar como sigue manteniendo la aceleración entre impulso e impulso, por otra parte se puede ver como los valores de aceleración son ligeramente inferiores.



**Ilustración 6-3-21: resultados de análisis transitorio en coordenada "y" en caso con defecto del 100 %**

Muestra un comportamiento muy similar a los anteriores, los valores son ligeramente inferiores, pero la principal característica a medir, es decir, la zona de recuperación, presenta las mismas condiciones.

En cuanto a la caja de grasa 2, simplemente comentar que los resultados salen exactamente iguales que en la caja de grasa 1, por este motivo, el único que se va a mostrar es el de la caja de grasa 2 del caso de una grieta con una profundidad del 100 % del radio del eje, a modo de ejemplo.

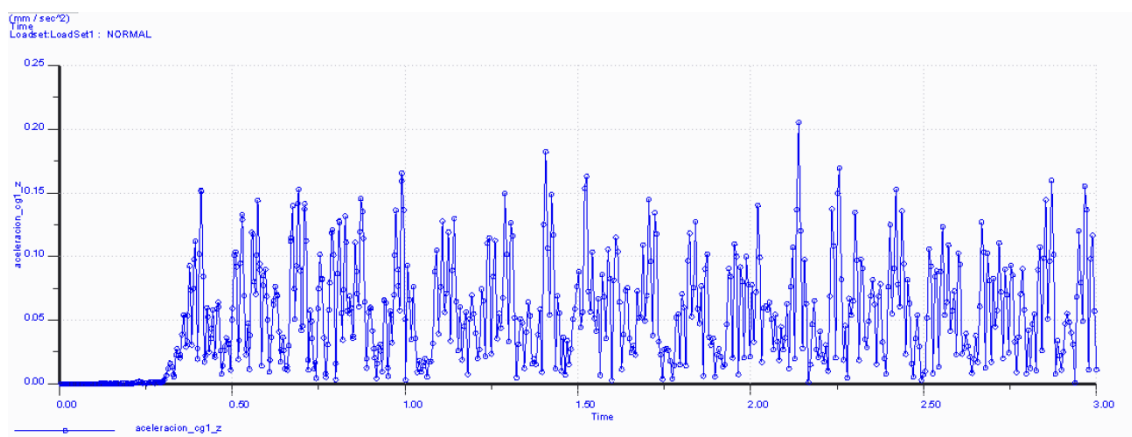


**Ilustración 6-3-22: resultados de análisis transitorio en coordenada "y" en caso con defecto del 100 % en caja de grasa 2**

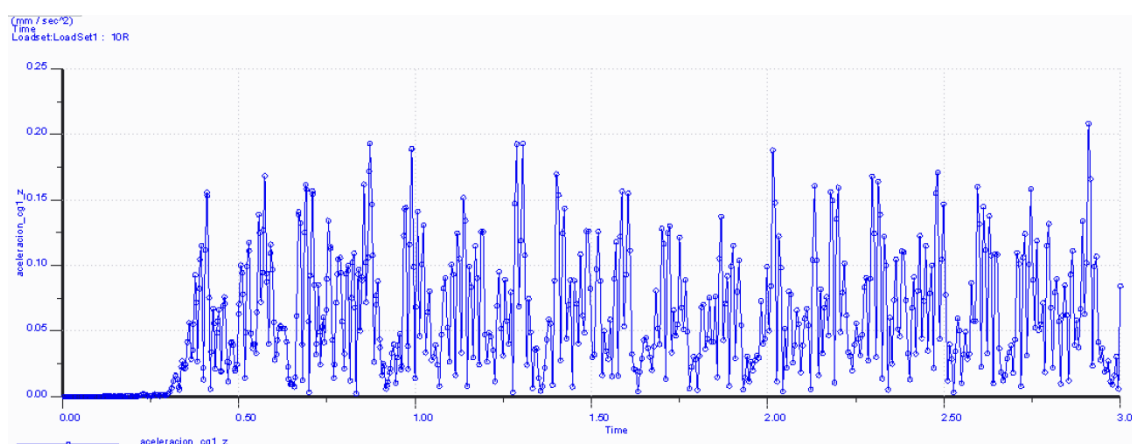
- **Coordenada z:**

Esta es la coordenada que va en dirección longitudinal al eje, las variaciones muestran una tendencia clara que se va remarcando a medida que la grieta es mayor.



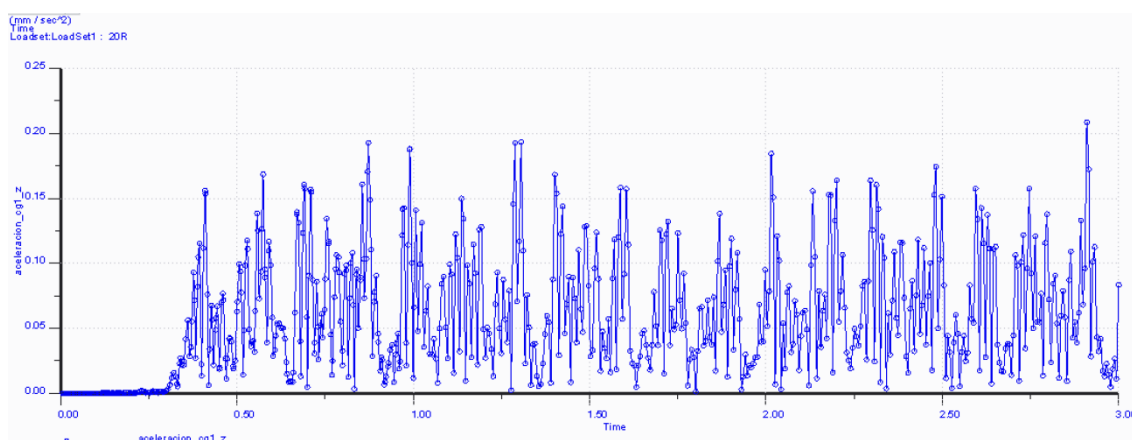


**Ilustración 6-3-23: resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso sin defecto**



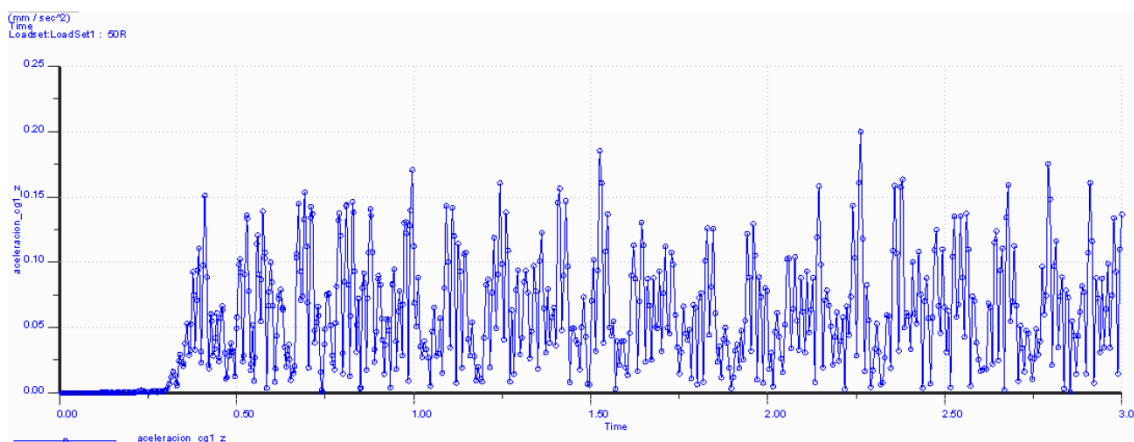
**Ilustración6-3-24: resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso con defecto del 10 %**

Se puede observar como las aceleraciones experimentadas por la caja de grasa 1 en el caso de un defecto del 10 % son superiores a las del caso sin defecto, exceptuando un pico que es más alto en la normal a consecuencia de que en el defecto en el momento previo estaba experimentando una bajada de la aceleración.



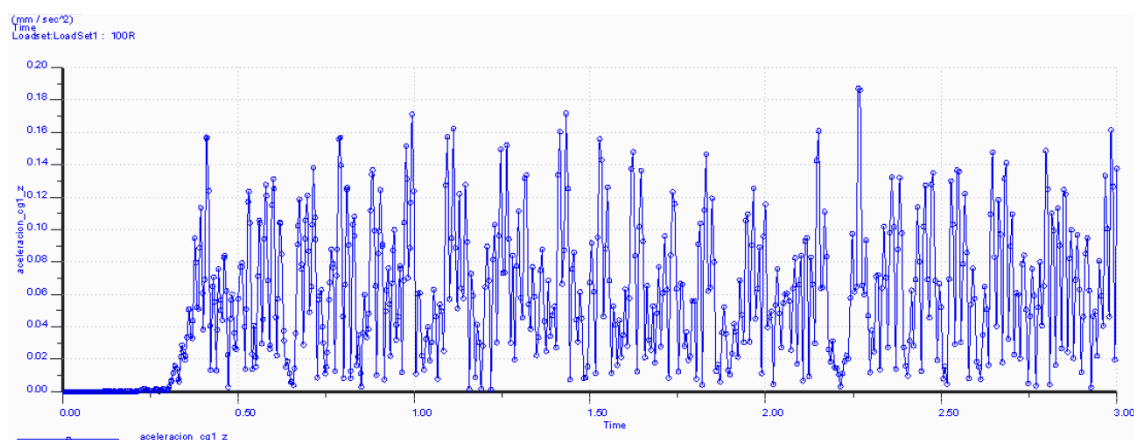
**Ilustración6-3-25: resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso con defecto del 20 %**

En esta transición como está siendo habitual, no se recoge ningún cambio entre ambos defectos.



**Ilustración6-3-26: resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso con defecto del 50 %**

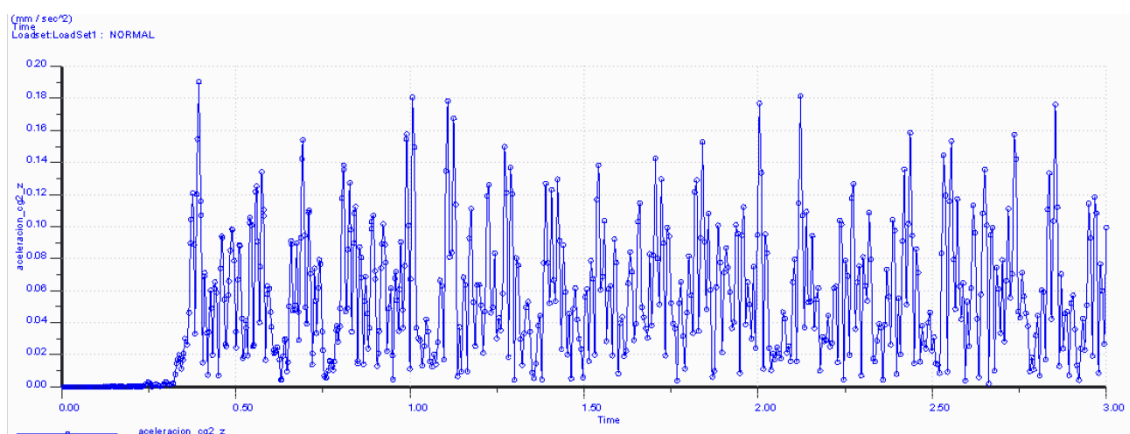
Se puede observar como las aceleraciones experimentadas en la caja de grasa dos del bogie con una grieta de profundidad del 50 % del radio del eje, son inferiores a las presentadas anteriormente, esto va en concordancia con las aceleraciones en magnitud, se explicará posteriormente en conclusiones.



**Ilustración 6-3-27: resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso con defecto del 100 %**

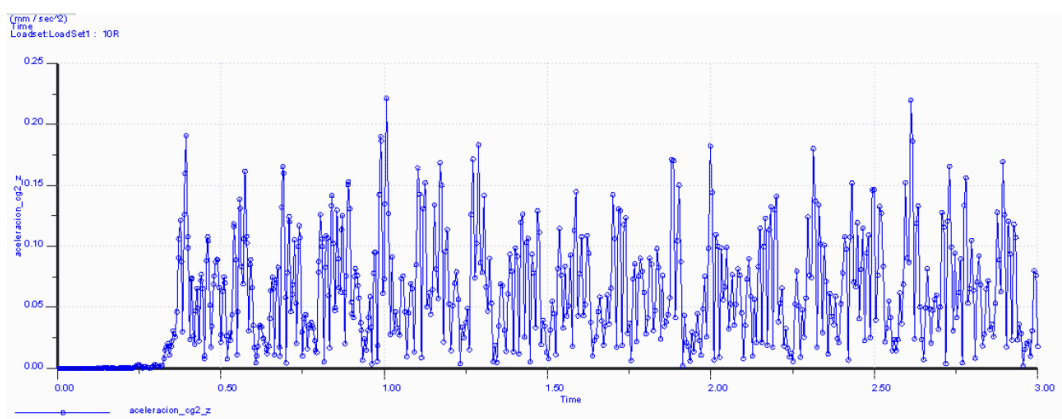
Finalmente, las aceleraciones sufridas en el caso del 100 % son muy similares al del 50%, se puede decir que decrece de forma casi inapreciable, y teniendo en cuenta los valores de magnitud en de nuestras aceleraciones, se puede considerar como que no hay variación alguna.

Posteriormente se va a analizar la caja de grasa dos, en esta se prestará especial interés, pues es donde se deben marcar las diferencias, para ello, se compararán los valore de la aceleración de la caja de grasa dos, con las aceleraciones de la caja de grasa 1 del mismo caso



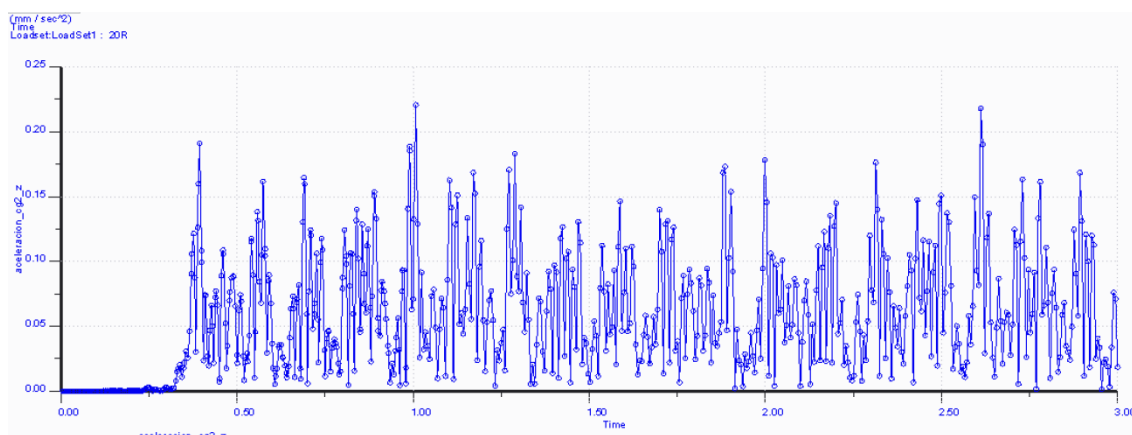
**Ilustración 6-3-28: resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso sin defecto en caja de grasa 2**

Se puede observar como las aceleraciones aumentan de forma considerable, sobre todo durante el primer impulso, pero en el resto permanecen mas o menos iguales.



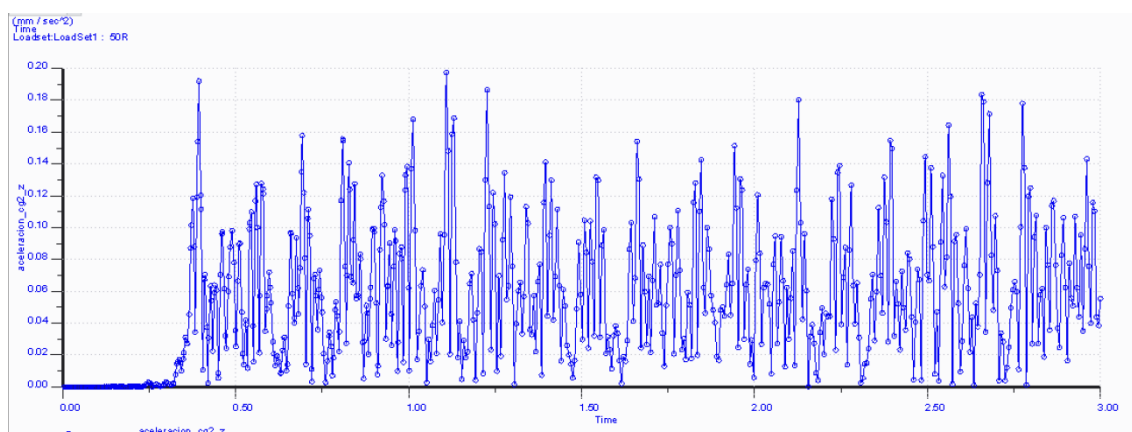
**Ilustración 6-3-29: resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso con defecto del 10 % en caja de grasa 2**

En este caso, las aceleraciones experimentan un aumento todavía superior al experimentado en el caso normal.



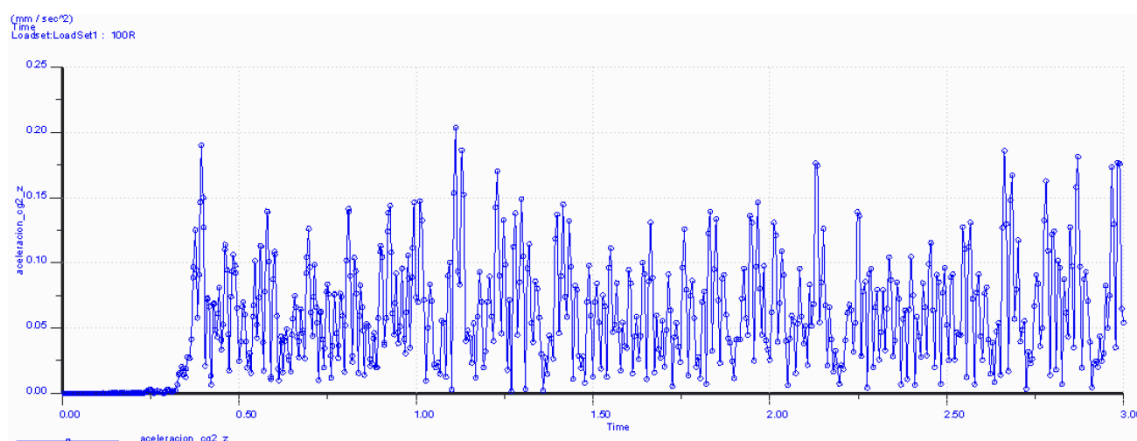
**Ilustración 6-3-30: resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso con defecto del 20 % en caja de grasa 2**

En el caso de la grieta del 20 %, el aumento que se produce es exactamente el mismo que en el caso de la grieta del 10 %, por lo que continúa con la misma igualdad que se está produciendo en todos los estudios con estos dos casos.



**Ilustración 6-3-31: resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso con defecto del 50 % en caja de grasa 2**

Se vuelve a producir un aumento de las aceleraciones, el aumento con respecto a la caja de grasa 1 de este caso, es superior al de los casos anteriores, por lo que actúan de amplificadores.



**Ilustración 6-3-32: resultados de análisis transitorio en coordenada "z" en caso con defecto del 100 % en caja de grasa 2**

En este caso, aunque parezca que aumenta en menor medida que el caso anterior, no es así, el factor que aumenta es el mismo, a pesar de que las aceleraciones en valor sean menores, pero también eran menores en la caja de grasa 1 del caso del 100 % que del caso del 50%.



# Capítulo 7

## CONCLUSIONES Y FUTUROS TRABAJOS

### Conclusiones:

Tras la realización y posterior estudio de todos los análisis ejecutados, se pueden extraer las distintas conclusiones:

- El software aplica un sistema ideal, es decir, el tiempo transcurrido desde que se le da la orden de aplicar un impulso, el input, hasta que la ejecuta y se notan sus consecuencias, el output, es de 0 segundos, es decir es instantáneo. Esto en la práctica no se va a dar, pues tarda un cierto tiempo en recibir la señal, en ejecutarla, y en recibir la respuesta en los sensores.
- Tras el estudio del análisis modal se puede extraer la importancia que supone la variación de la masa, y disminución de la rigidez que lleva asociada esa reducción de masa, en el ratio  $K/m$ .

El motivo por el que se hace referencia a este ratio es porque caracterizará la frecuencia natural asociada a cada modo de vibración, de esta forma observando los análisis modales, preferiblemente las gráficas aportadas en la que se muestran la tendencia de cada modo, se puede observar lo siguiente:

- En la transición desde el caso sin defecto al caso con una grieta de profundidad igual al 10 % del radio del eje, la frecuencia característica del primer modo de vibración, y del resto también, aumenta, esto se debe a que tiene una mayor influencia la disminución de la masa, que la disminución de rigidez.

El motivo por el que se separa el primer modo de vibración – caso de 1 gdl- del resto, es porque la caracterización del primer modo de vibración viene determinada por una expresión sencilla, la que se muestra a continuación:

$$w = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (7.1)$$

Observando esta expresión, se llega a la conclusión de que por una parte la rigidez disminuye, al haber una sección del eje menor, y por otra parte la masa disminuye, como consecuencia de que el volumen de la grieta ya no está cubierto por el eje.

Obviamente las reducciones son extremadamente bajas, de ahí que las variaciones de la frecuencia sean del orden de 0,0001.

- En el paso de una grieta del 10 % de profundidad a una del 20 %, apenas hay variación alguna, esto quiere decir que la reducción de la masa que supone pasar de una grieta de 8 mm a una de 16 mm es prácticamente la misma que la reducción de la rigidez que lleva asociada.
- En la transición de una grieta de una profundidad del 20% del eje a otra de 40 mm, es decir la del 50 % del eje, se puede observar como en los trece modos de vibración que presenta el Bogie, la tendencia es la misma, es decir, se produce un descenso de las frecuencias características en relación a las de 20% para cada modo de vibración, esto indica que, para grietas que superen la profundidad de 16 mm, empieza a acusarse más la pérdida de rigidez del eje que la pérdida de masa del mismo.
- En el caso de la transición de un defecto del 50 % a uno del 100% del radio del eje, es en el único caso en el que no ha mantenido una misma tendencia en todos los modos de vibración, pues se puede observar que en los modos de vibración correspondientes a las frecuencias más bajas, la tendencia es a continuar bajando, lo cual resulta lógico en concordancia con los resultados anteriores, a medida que se va aumentando la grieta la rigidez baja todavía más. Sin embargo, en las frecuencias más altas, a partir del modo 9, correspondiente con una frecuencia media de 33 Hz, se observa una subida de la frecuencia excepto en el 10 que mantiene la tendencia anterior.

El modo de vibración octavo, es uno de los que mejor muestran la tendencia explicada hasta ahora. Por otra parte, la otra tendencia también explicada, la de frecuencias superiores, se refleja muy bien en el modo undécimo. Ambos modos se pueden observar en las tendencias mostradas en los resultados de los análisis modales.



En líneas generales, del análisis modal se puede concluir que hasta una grieta del 20 %, tiene más influencia sobre las frecuencias, la pérdida de masa que la pérdida de rigidez, o en su peor caso, la misma influencia, pero una vez se supera este tamaño de grieta, influye de forma más determinante la pérdida de rigidez del eje.

- Tras la realización de los distintos análisis de frecuencia y su posterior estudio se puede concluir lo siguiente:
  - Para hacer un estudio verídico y fiable, se debe realizar los análisis sobre todo el bogie en su conjunto, y no sobre un único eje, pues tal y como se muestra en los análisis modales y de frecuencia del estudio de un solo eje, adjuntos en el anexo del proyecto, las frecuencias obtenidas en este caso, son extremadamente altas, por lo que no proporcionan datos de los que se puedan extraer conclusiones.
  - En el estudio del bogie completo, tras realizar las comparaciones entre unos casos y otros, se llega a la conclusión de que en el único rango de frecuencias en el que se producen cambios es en el que oscilan desde 25 Hz hasta 35 Hz, mientras que en las frecuencias inferiores y superiores en todos los casos se mantienen los mismos valores de aceleración, para los mismos valores de frecuencia en ambas cajas de grasas.

Dentro del rango de frecuencia donde se producen cambios, se puede observar como el primer modo, de los 4 que están comprendidos en dicho rango, desciende claramente desde el caso sin defecto a los casos con defecto, y el segundo, el más alto, aumenta claramente, esto tiene sentido, ya que la presencia de defecto tiende a generar valores más extremos – tanto superiores como inferiores- de la aceleración, para ello los picos bajos tienden a ser más bajos y los altos a ser más altos.

Entre un defecto y otro, en estos dos picos no se observa una tendencia clara, simplemente que mantienen la tendencia del análisis modal, es decir, primero aumentan y luego disminuyen.

En cuanto a los dos últimos modos comprendidos en este rango, se observa una tendencia clara, y es que van disminuyendo a medida que el defecto aumenta, es decir, al finalizar la onda el defecto tiende a eliminarla.

Por todo esto, se puede concluir que los bogies con defectos de grietas en alguno de sus ejes, son especialmente vulnerables para un rango de frecuencias que oscila entre 25 y 35 Hz,

A continuación se muestran tres figuras en la que se puede observar el cambio de sin defecto a defecto de los dos primeros modos- círculos- y la reducción de las aceleraciones de los dos últimos.

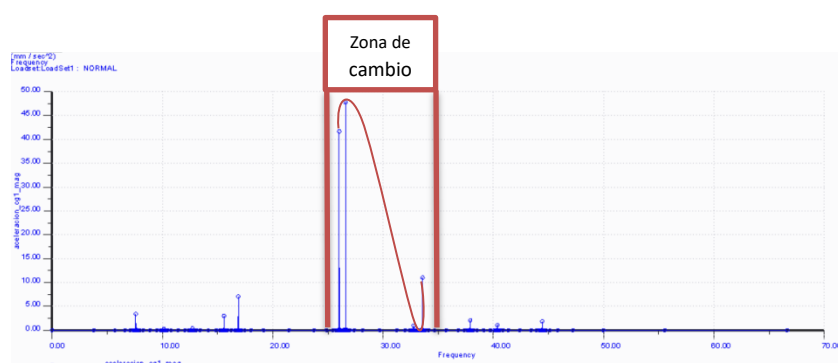


Ilustración 6-2-4 :gráficas de análisis de frecuencia del caso con un defecto del 50% del radio del eje

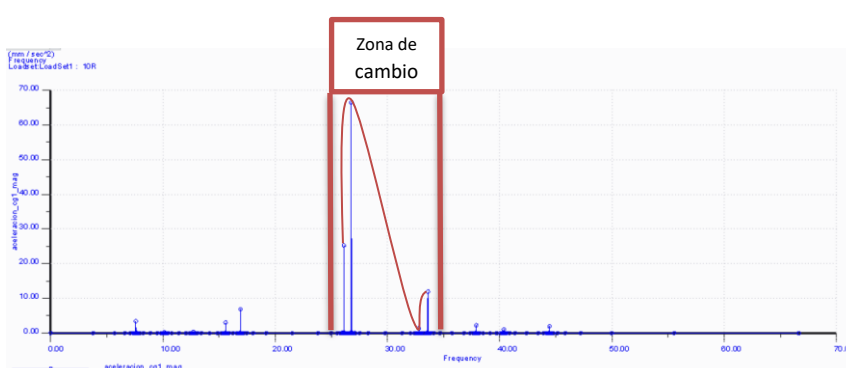


Ilustración 6-30-5:gráficas de análisis de frecuencia del caso con un defecto del 10% del radio del eje

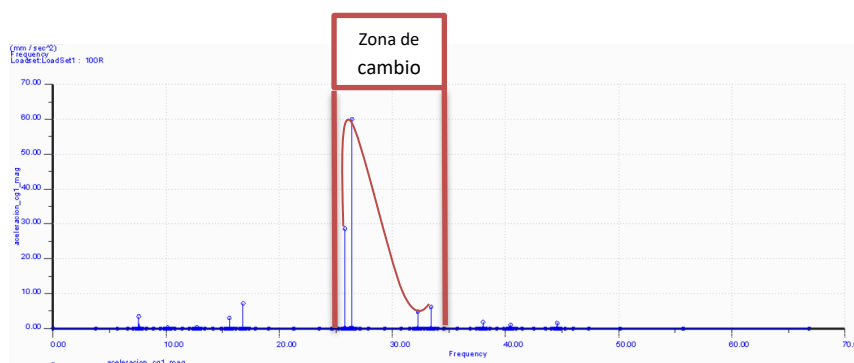


Ilustración 6-2-8:gráficas de análisis de frecuencia del caso con un defecto del 20% del radio del eje

- Tras el estudio de los análisis transitorios llegamos a las siguientes conclusiones:

- En todas las gráficas se pueden apreciar claramente distintas zonas, en la figura inferior se muestran:

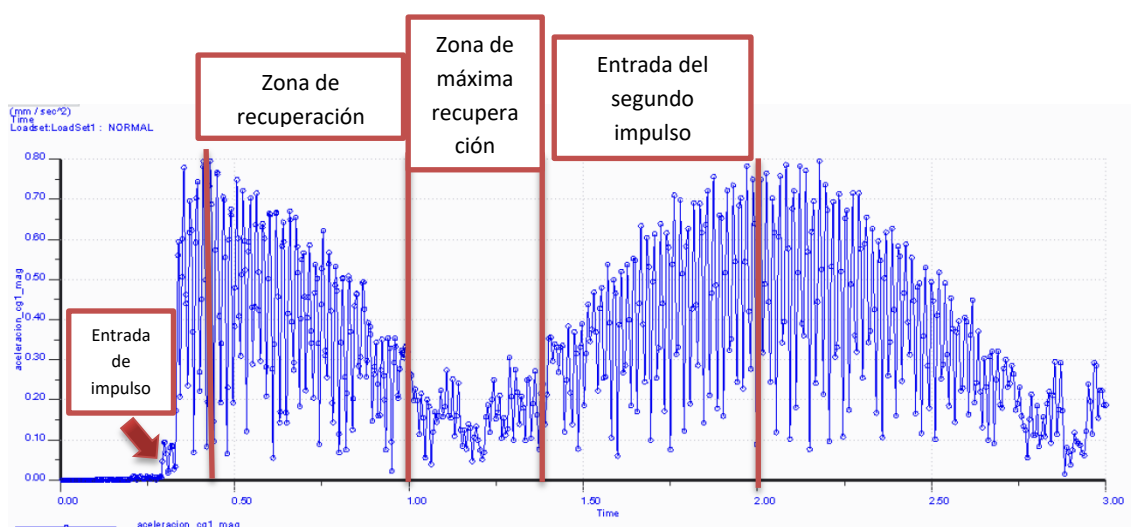


Ilustración 6-3-1: resultados de análisis transitorio en magnitud en caso sin defecto

Se puede observar como el programa por defecto, una vez que las aceleraciones tienden a cero de forma notable y la medición continúa hasta los 3 segundos, decide introducir automáticamente un segundo impulso, esto se da aproximadamente en el tiempo de 1,25 segundos.

- La coordenada “y”, que es la que tiene la misma dirección a la fuerza, es decir la vertical, es la que mayores aceleraciones registra, es decir, es la coordenada que más influye en la aceleración magnitud.

En esta dirección se observa como las variaciones entre ambas cajas de grasas son inexistentes, es decir, no afecta en casi nada la presencia de un defecto del 10 % o uno del 100%.

En estos gráficos es donde se aprecia mejor la principal diferencia obtenida en los análisis transitorios, esta es, la diferente recuperación entre los sistemas con y sin defectos.

- La coordenada “x” es la que va en sentido longitudinal al bastidor, no es influyente, y no se observan grandes diferencias entre los distintos casos por lo que no se pueden extraer conclusiones.
- En cuanto a la coordenada “z”, es en la única que se observan variaciones entre los distintos tipos de defectos, ya que amplifica las aceleraciones de la caja de grasa dos respecto a las de la una, y a medida que el defecto es mayor, la amplificación es mayor, lo cual no se aprecia muy bien, en primer lugar porque son diferencias muy pequeñas, y en segundo lugar, porque las aceleraciones de la caja de grasa 1 de los casos del 50 y 100 % eran menores que las de los casos del 10 y 20 %, por lo que aunque amplifiquen más las aceleraciones totales siguen siendo menores.

En general, se puede concluir del estudio del análisis transitorio, que la principal diferencia radica en la zona de máxima recuperación, pues mientras que en el caso sin defecto tiende a terminar con todas las vibraciones, los casos que sí presentan defectos, son incapaces de reducirlos hasta hacerlos tender a cero.

En cualquier caso, los análisis transitorios han resultado ser un poco decepcionantes, ya que no se aprecian grandes diferencias.

Esto se debe a que al cambiar su geometría, cambian también sus modos de vibración, de ahí que las aceleraciones tengan la misma tendencia que el análisis modal, esta es, aumentar del normal al 10 %, mantenerse del 10 al 20%, y finalmente bajar.

## Futuros Trabajos

Tras la realización de este proyecto, surge la necesidad de llevar a cabo algunos proyectos que son complementarios a este, y que en conjunto ayudarían a la obtención de una idea más clara del comportamiento de los bogies que presentan defectos en el eje, algunos de los proyectos son:

- Realizar un estudio igual a este pero con la adicción del coche sobre el bogie, es decir, que el conjunto pase a ser bogie + caja y no solo bogie. El motivo por el que en este proyecto se eligió solo este, se debe a que se consideró que lo que influía principalmente en la seguridad, estabilidad y confort era únicamente el material rodante, pues es el que está en contacto con las vías, y el que en definitiva, genera el movimiento, debido a que la caja simplemente está unida.
- Realizar el mismo estudio pero variando los tipos de impulsos, se puede hacer un estudio en el que se analice cómo afectan distintos impulsos, dentro de los cuales se podrían utilizar aquellos que están normalizados, y que simulan los distintos impactos rueda rail.
- Un proyecto en que los defectos estén contenidos en la rueda ferroviaria y no en el eje, este proyecto no sería complementario pero ofrecería más conclusiones sobre el comportamiento que presentan los bogies con defectos.
- Un estudio experimental del mismo caso tratado en este trabajo, este sería el más útil en cuanto a la finalidad de completar este estudio, pues permitiría la comparación de valores, dando lugar a la determinación de la sensibilidad y por tanto validez, del software, y sobre todo, teniendo una información muy fiable sobre los comportamiento del bogie con este tipo de defecto, ofreciendo la oportunidad de la comprobación de las conclusiones extraídas de este trabajo.



# Capítulo 8

## PRESUPUESTO

La ejecución de este proyecto lleva asociados una serie de costes, que se van a explicar en este apartado, y por tanto, se va a proporcionar el presupuesto que conlleva esta investigación. Para ello, en un primer momento se desarrollará la planificación del proyecto, y posteriormente, se comentarán los distintos costes.

### Planificación

El proyecto se ha desarrollado en las siguientes etapas y cada etapa tiene las siguientes duraciones:

1. Planteamiento del trabajo.....10 horas
2. Documentación de proyectos anteriores.....15 horas
3. Aprendizaje del manejo de PTC Creo.....10 horas
4. Unión de las distintas partes del modelo.....30 horas
5. Ejecución de análisis con Creo Simulate.....65 horas
6. Análisis de los resultados.....20 horas
7. Conclusiones y trabajos futuros.....5 horas
8. Redacción de la memoria.....60 horas

Muchas de estas tareas se ha ido realizando paralelamente, como por ejemplo la ejecución y análisis de los resultados, al tener distintos casos, mientras se realizaba el análisis de un caso se estudiaban los resultados de otro, por ejemplo.

### Presupuesto

Una vez definidas las distintas acciones, se procede a determinar los distintos costes asignándoles el valor específico del proyecto.

- Costes de personal: representan los costes de las personas implicadas en el trabajo, en este caso será el coste de las horas trabajadas por Juan Carlos y el coste de las horas trabajadas por mí, teniendo en cuenta el grado de cualificación de cada uno desde el punto de vista del coste/ hora.
- Costes de equipo: donde se tienen en cuenta los costes asociados a los ordenadores, incluyendo su amortización- y softwares utilizados.

- Costes indirectos: costes asociados a la realización del proyecto y difíciles de cuantificar, se consideran que son aproximadamente el 20 % de los costes directos.
- Otros costes directos: costes asociados a la ejecución del proyecto, tales como, transporte o comida, por ejemplo.

Una vez definidos los distintos costes que intervienen en el proyecto se procede a cuantificarlos y analizarlos.

**Autor:**

Ignacio Álvarez Foronda

**Departamento:**

Ingeniería mecánica

**Descripción del proyecto:**

Título: Estudio de la interacción Carril- Bogie

Duración: 6 meses.

**Presupuesto total del proyecto:**

18.490,58 €

**Desglose del presupuesto:**



COSTE DEL PERSONAL				
Apellidos, Nombre	Categoría	Dedicación (h)	Salario unitario (€/h)	Coste (€)
<b>García Prada, Juan Carlos</b>	Ingeniero senior	25	75	1.875
<b>Álvarez Foronda, Ignacio</b>	Ingeniero estudiante	215	40	8.600
			<b>TOTAL</b>	<b>10.475</b>

Tabla 8-1: costes del personal

Para calcular los costes del equipo, primeramente se deben hacer una serie de comentarios, porque de no hacerse, podría dar lugar a error.

En primer lugar se puede observar que el tiempo de uso del ordenador es del 80%, esto se debe a que la mayor parte de proyectos previos y artículos se han leído en formato digital.

Por otra parte, se puede observar como el % de tiempo de uso de las licencias de Office y de PTC Creo superan el 100%, esto se debe a que se ha trabajado en paralelo con ambos la mayor parte del tiempo.

Por último se debe mencionar cómo se ha calculado el coste de amortización:

$$Coste_{amortización} = \frac{\text{número de meses de utilización}}{\text{periodo de depreciación}} * coste * \frac{\text{dedicación (\%)}}{100} \quad (8.1)$$

COSTES DE EQUIPO						
Descripción	Coste (€)	% dedicado proyecto	Uso al	Dedicación (meses)	Periodo de depreciación (meses)	Coste (€)
Ordenador portátil	1.300	80		6	28	222,86
licencia PTC Creo	6.000	65		4	12	1.300
licencia Microsoft Office 2010	100	40		5	12	16,7
TOTAL						1539,56

Tabla 8-2: coste de equipo

OTROS COSTES DIRECTOS		
Descripción	Empresa	Coste total (€)
Material de oficina e impresión	Varios	120
Desplazamientos Y comidas	Varios	600
TOTAL		720

Tabla 5-3: otros costes directos

$$Costes_{indirecto} = \frac{20}{100} * \sum costes_{directos} = 0,2 * (10475 + 1539,56 + 720) = 2546,912€$$

(8.2)

Al coste final habrá que aplicarle los impuestos, es decir, un IVA del 21%.

RESUMEN DEL PRESUPUESTO	
Descripción	Coste Total (€)
Personal	10.475
Elementos empleados	1.539,56
Otros costes directos	720
Costes indirectos	2.546,912
Presupuesto Neto	15.281,472
Impuestos (IVA)	3.209.109
Presupuesto final	18.490,58

Tabla 8-4: resumen del presupuesto total

A modo de comentario general del presupuesto, se puede concluir que el mayor gasto viene determinado por los costes del personal, los cuales suponen un 68,5% del presupuesto final, el segundo coste de mayor influencia en el presupuesto total es el de los impuestos, seguido de los costes de equipo.



# Capítulo 9

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Cardona, Asunción (2016): “*Ventajas y desventajas del transporte ferroviario de mercancías*”. [Documento disponible en : [<http://www.sertrans.es/trasporte-terrestre/ventajas-desventajas-transporte-ferroviario-mercancias/> ](visitada el 10.5.2017).
- [2 ] Carnicero, A. “*Introducción al método de los elementos finitos*” .Apuntes de *Resistencia de materiales*. Universidad Pontífica de comillas. Documento disponible en: <https://ppci2011.wordpress.com/2011/05/15/consulta-de-alumno-como-citar-apuntes-de-clase/>
- [3] Poncio González, Sandra (2016). “*Análisis en Creo de huella Rueda-Carril*”. Trabajo fin de grado de la universidad Carlos III de Madrid.
- [4] López Boada, Beatriz (2017). “*Material rodante*”. Apuntes de “*Vehículos automóviles y ferrocarriles*”. Universidad Carlos III de Madrid.
- [5] Empresa SKF (2005). “*Nueva caja de Grasa para grandes cargas*”, Evolution. Edición del 8 de noviembre de 2005. Documento disponible en :[<http://evolution.skf.com/es/nueva-caja-de-grasa-para-grandes-cargas/>] (Visitada el 22.05.2017).
- [6] Xitimul Lajuj, Javier Alejandro, y López Cruz, Daniel Alejandro, y Estrada Cifuentes, Donal Gildardo (2015) . “*Resortes*” . Escuela de ingeniería mecánica. Documento disponible en:[ <https://es.slideshare.net/cyberchapin/resortes-helicoidales>]. (Visitada el 23.05.2017).
- [7] San Román García, Jose Luis; Muñoz Abella, Belén y López Boada Beatriz. “*Fenómeno de Fatiga*” . Apuntes de “*Tecnología de fabricación y tecnología de máquinas*”. Universidad Carlos III de Madrid.
- [8] Simanca Álvarez, Giomar y Fernández Lastra, Ángel. “*teoría del esfuerzo cortante máximo*” . Universidad de Pamplona. Disponible en : [<http://www.josemec.mex.tl/images/5147/teoria%20de%20esfuerzo%20cortante%20m%C3%A1ximo.pdf> ] (Visitada el 7.06.2017)
- [9] De Castro, Carlos Armando. “*Teoría de falla bajo cargas estáticas*”. Disponible en: [ <http://dim.usal.es/eps/im/roberto/cmm/Teorasdefallabajocargasestticas.pdf> ] (Vista el 7.06.2017)
- [10] He. Jimin y Fu. Zhi- Fang (2001). “*Modal Anlysis*” . Oxford: BH.
- [11] García Antúnez, Rubén (2013). “*Análisis de las variaciones modales de una rueda ferroviaria con grietas*”. Trabajo Fin de Grado de la universidad Carlos III de Madrid.

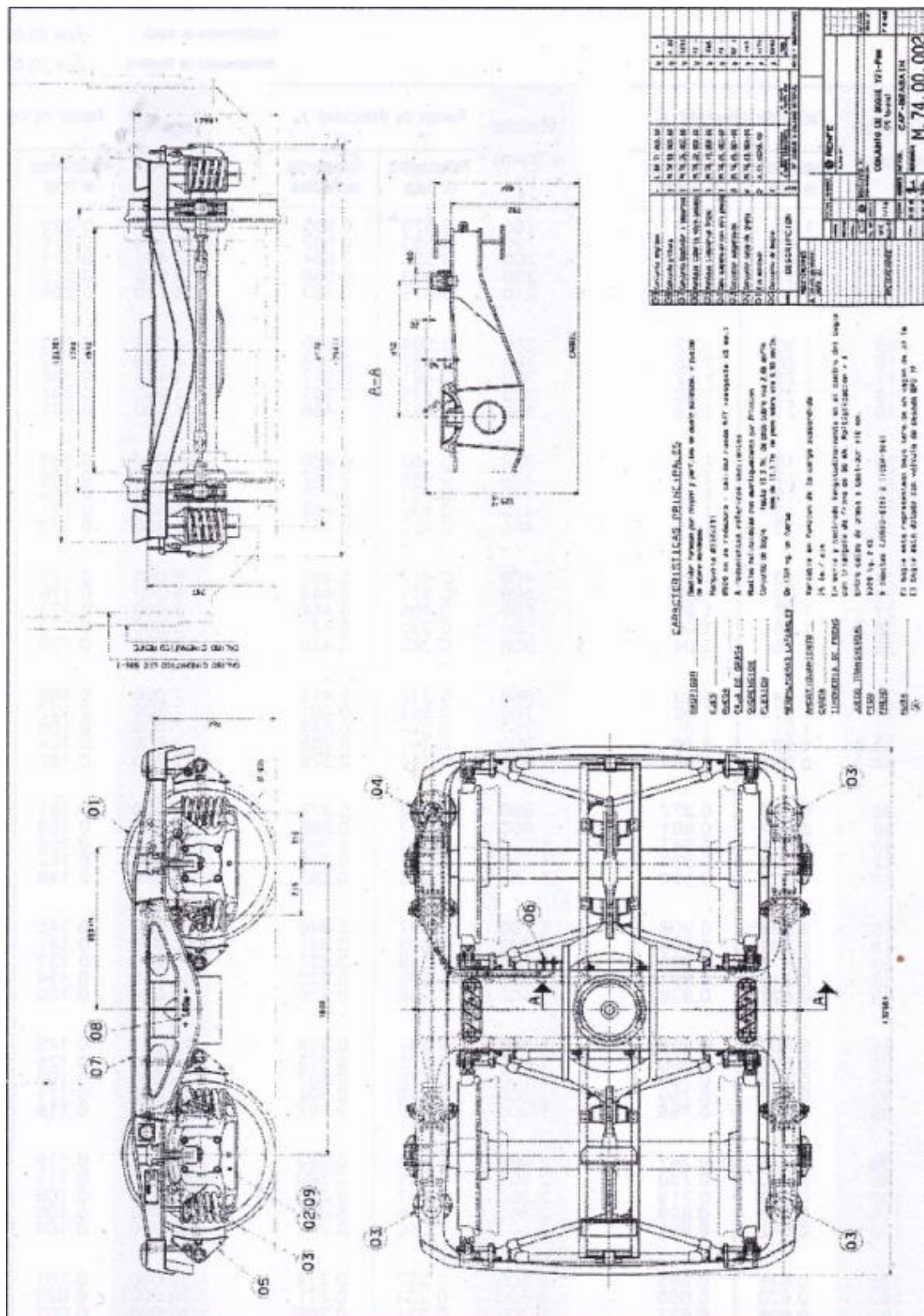
- [12] Pulido Bargsten, Carlos (2015). *“Respuesta dinámica del Bogie Y21 ante irregularidades de la vía del tipo Plateau, Damped sinusoid y Bump”*. Trabajo fin de grado d la universidad Carlos III de Madrid.
- [13] RICO MARTÍNEZ, J.M. *“Sistemas vibratorios de un grado de libertad sujetos a vibración libre no amortiguada”*. Documento interno del departamento de ingeniería mecánica de la facultad de ingeniería mecánica, eléctrica y electrónica, universidad Guanajuato.
- [14] CELIGÜETA LIZARZA, J.T.(2011), *“Método de los elementos finitos para análisis estructural”*. Universidad de Navarra. disponible en:  
[<http://hdl.handle.net/10171/19069>]
- [15] Página web de la empresa PTC CREO. Disponible en [ <http://www.ptc.es/> ] (última consulta el 30.05.2017).
- [16] Manuales de PTC Creo3.0.
- [17] Johnson, Ki (1982). *“One hundred years of heartz contac”*. Escuela de Ingeniería Mecánica, vol 196 no 1 363-378.
- [18] A.Berbey; R. Caballero; J.D. Sanz Bobi; A. Samaniego; J.Flores y W. Orozco.(2013). *“Material rodante del transporte Feroviario”*. Disponible en:  
[[http://www.utp.ac.pa/documentos/2014/pdf/11\\_Trenes\\_1.pdf](http://www.utp.ac.pa/documentos/2014/pdf/11_Trenes_1.pdf)] (vista el 14.04.2017).
- [19] Mirlisenna, Giuseppe (2016). *“Método de elementos finitos: ¿Qué es?”*. Disponible en: [<http://www.esss.com.br/blog/es/2016/01/metodo-de-elementos-finitos-que-es/>] (Visitada el 12.06.2017).
- [20] Kurowski, Paul (2014). *“H-Method and p-method”*. Disponible en:[  
<https://deust.wordpress.com/2014/11/30/h-method-p-method/>] (visitada el 29.03.2017)
- [21] Martínez, Evelio.” *Teoría del Muestreo de Nyquist”*. Disponible en [<http://www.eveliux.com/mx/Teoria-del-muestreo-de-Nyquist.html>] visitada el 1.05.2017.
- Para finalizar, aunque no disponga de ninguna cita en concreto se debe mencionar el trabajo que me ha servido de modelo para la realización de este proyecto:
- Nogales, Laura. *“Propuesta del modelo analítico para el cálculo de la velocidad crítica del bogie Y21”* TFM de la universidad Carlos III de Madrid.



# Capítulo 10

## ANEXOS

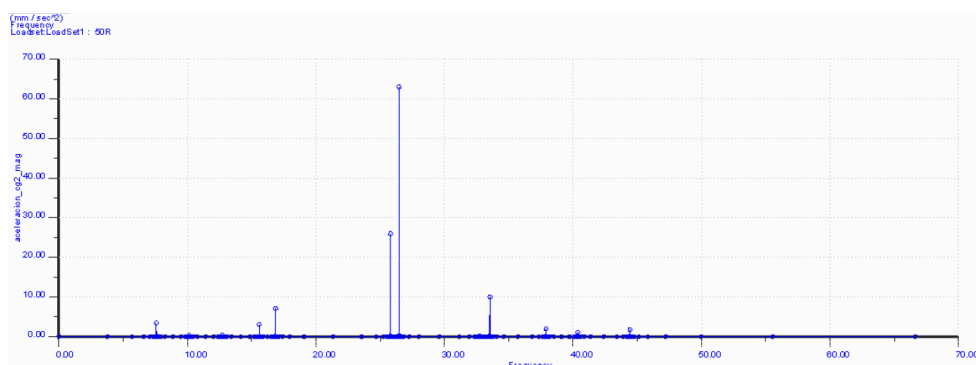
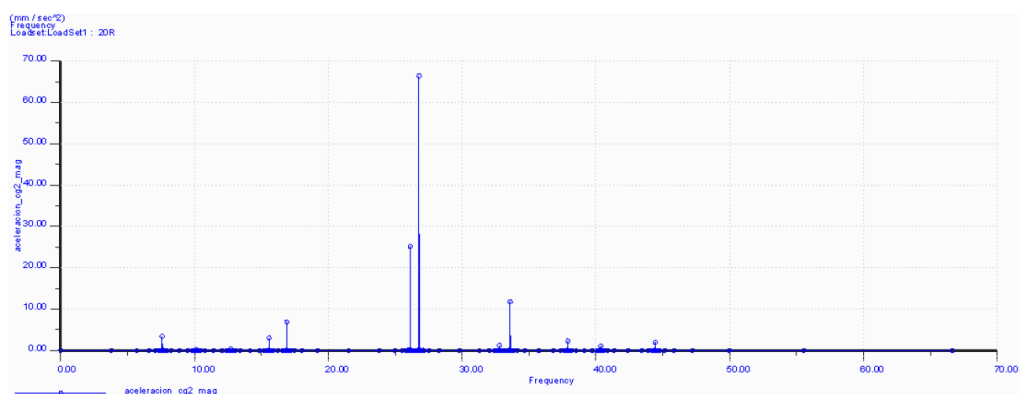
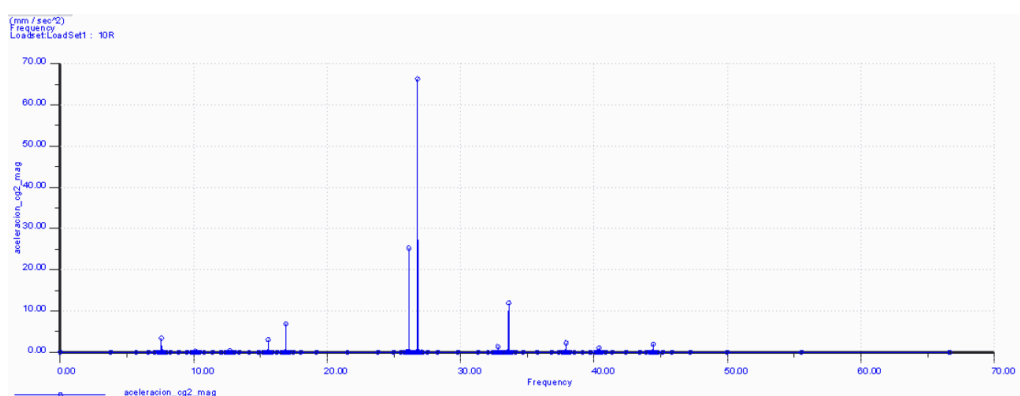
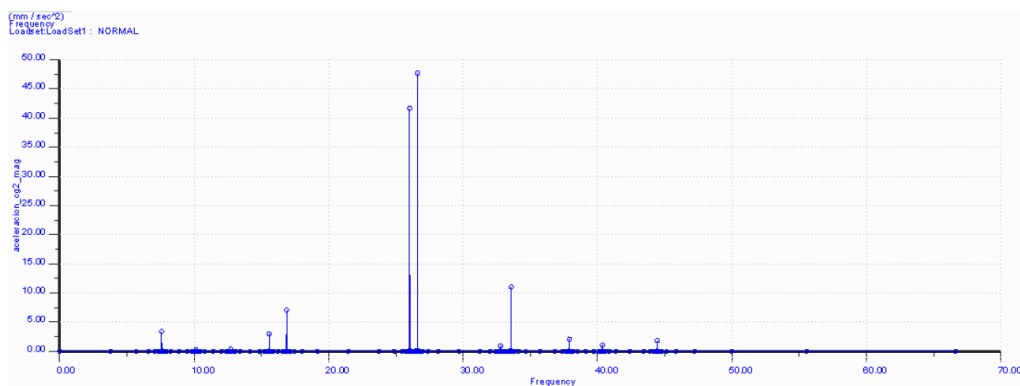
## Plano del Bogie Y21



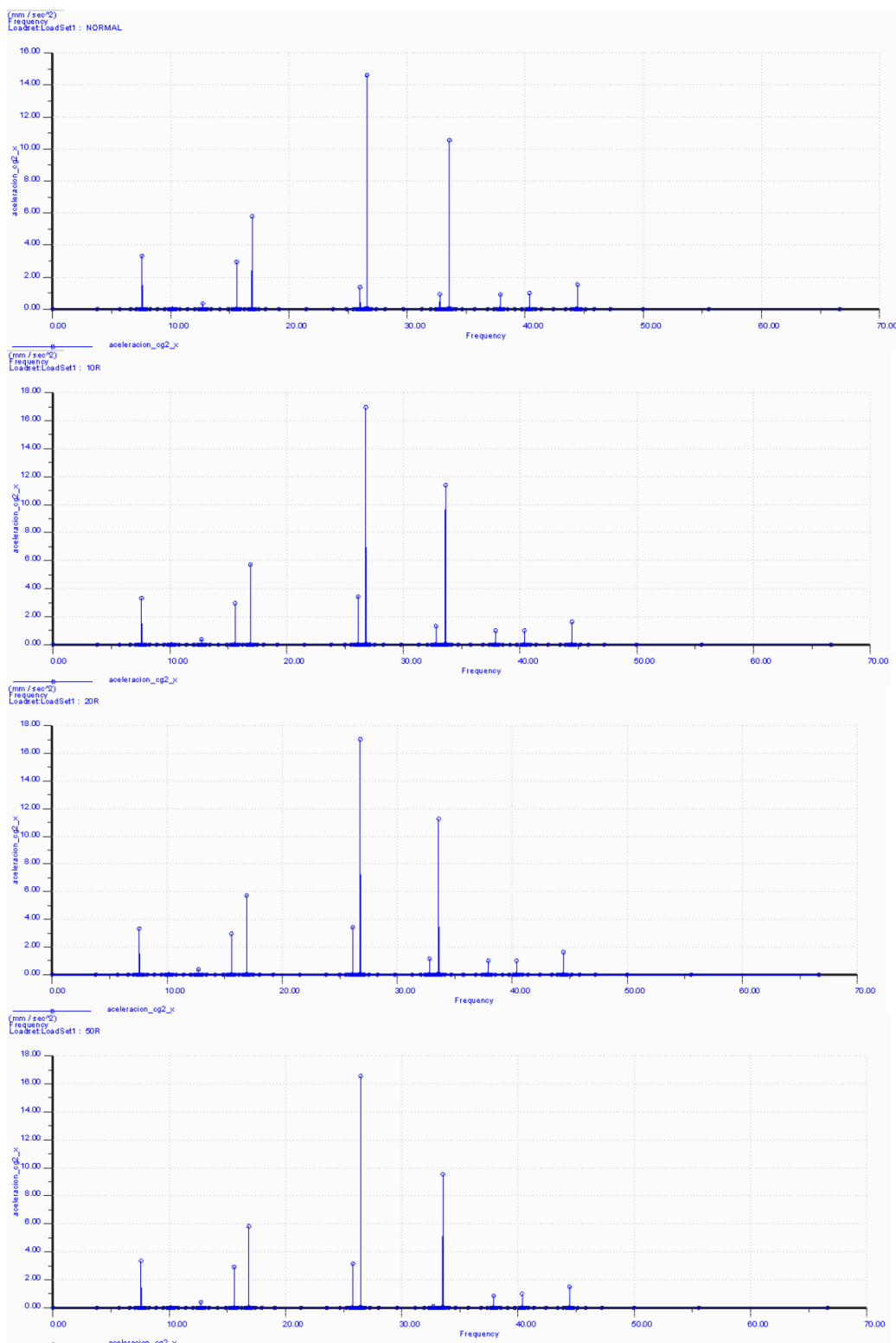


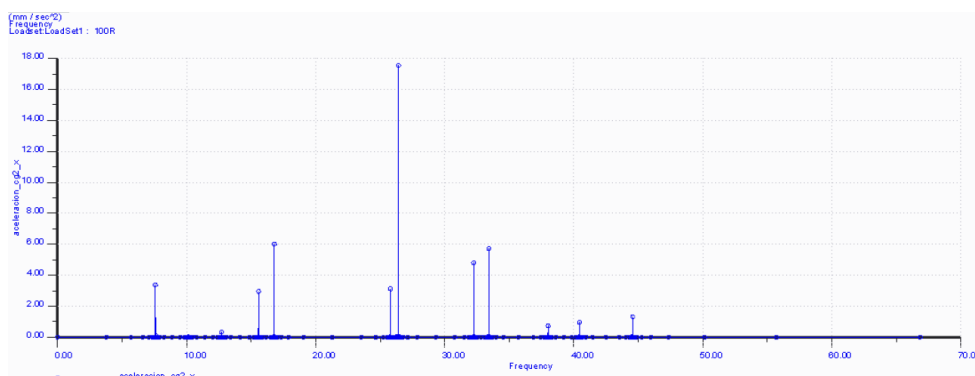
## Análisis de frecuencia no incluidos en resultados

- Frecuencia en magnitud en caja de grasa 2:

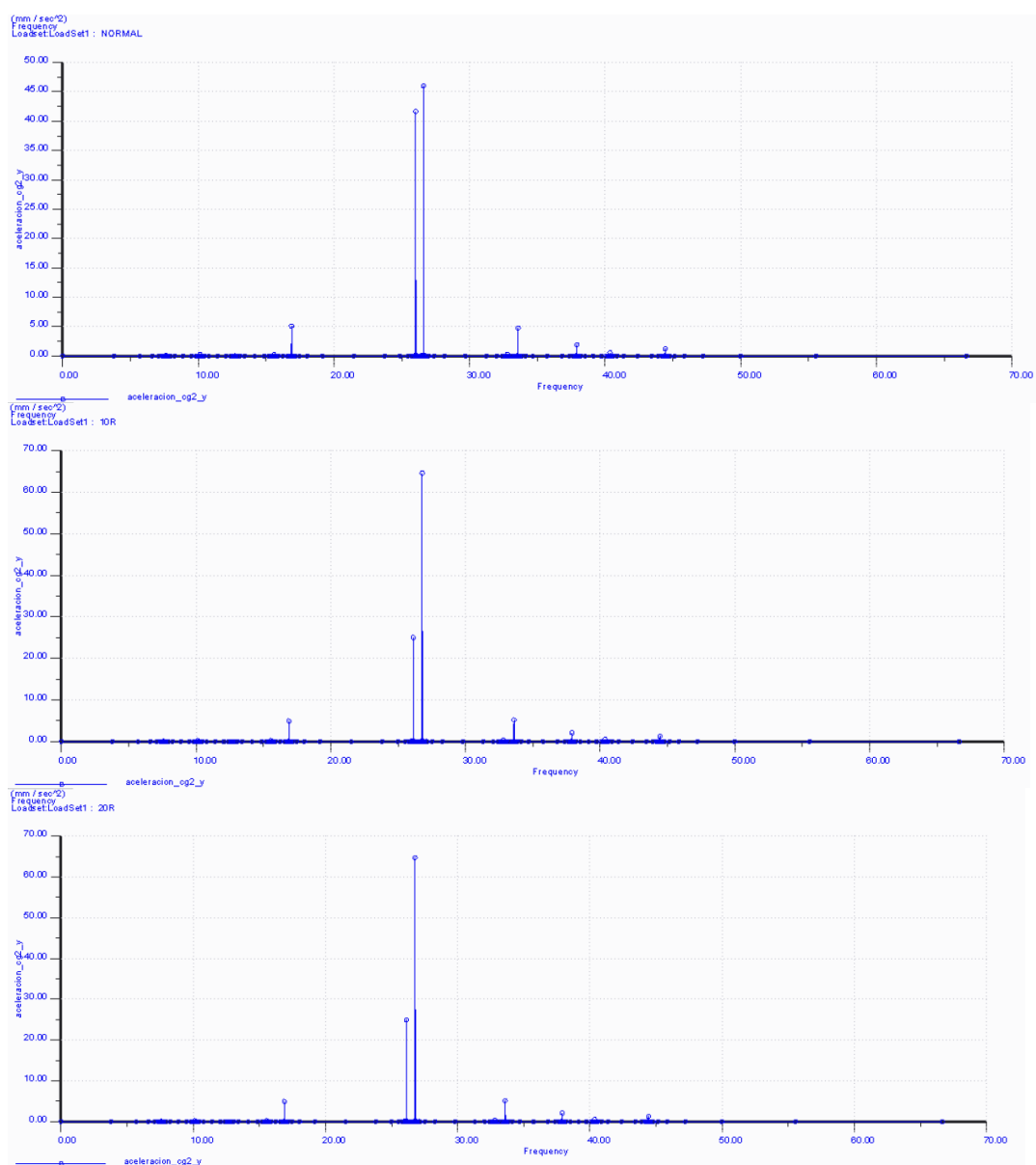


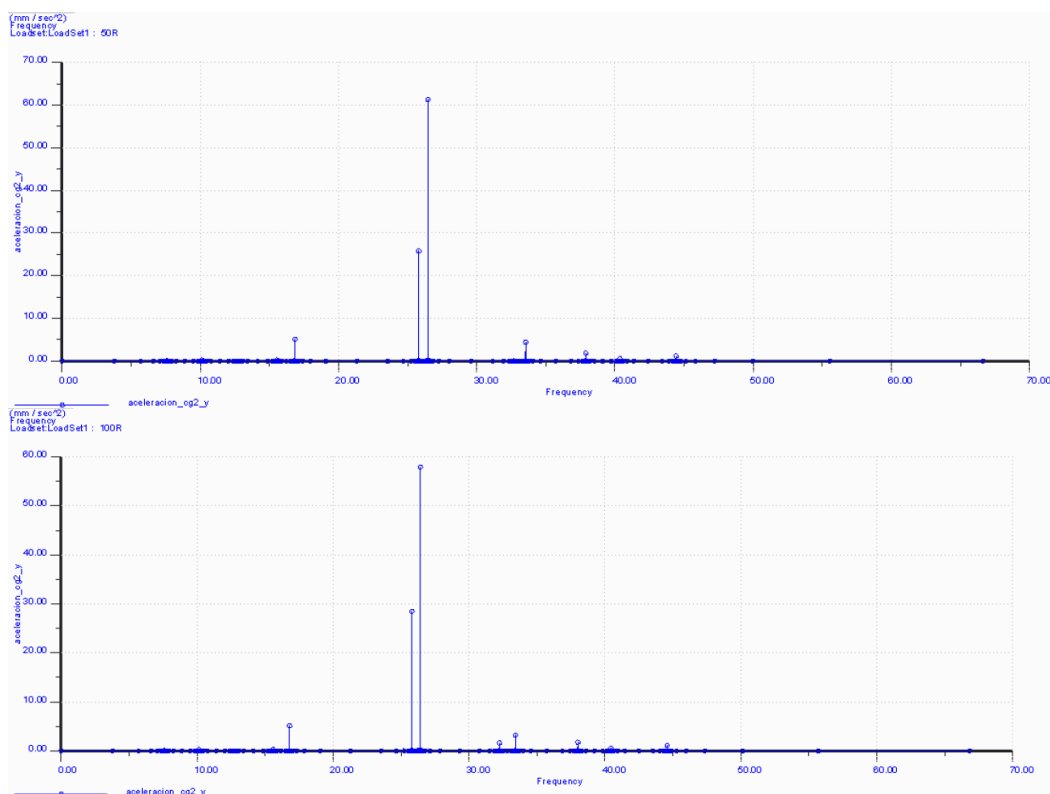
- Análisis de frecuencia en coordenada “x”, en caja de grasa 2:



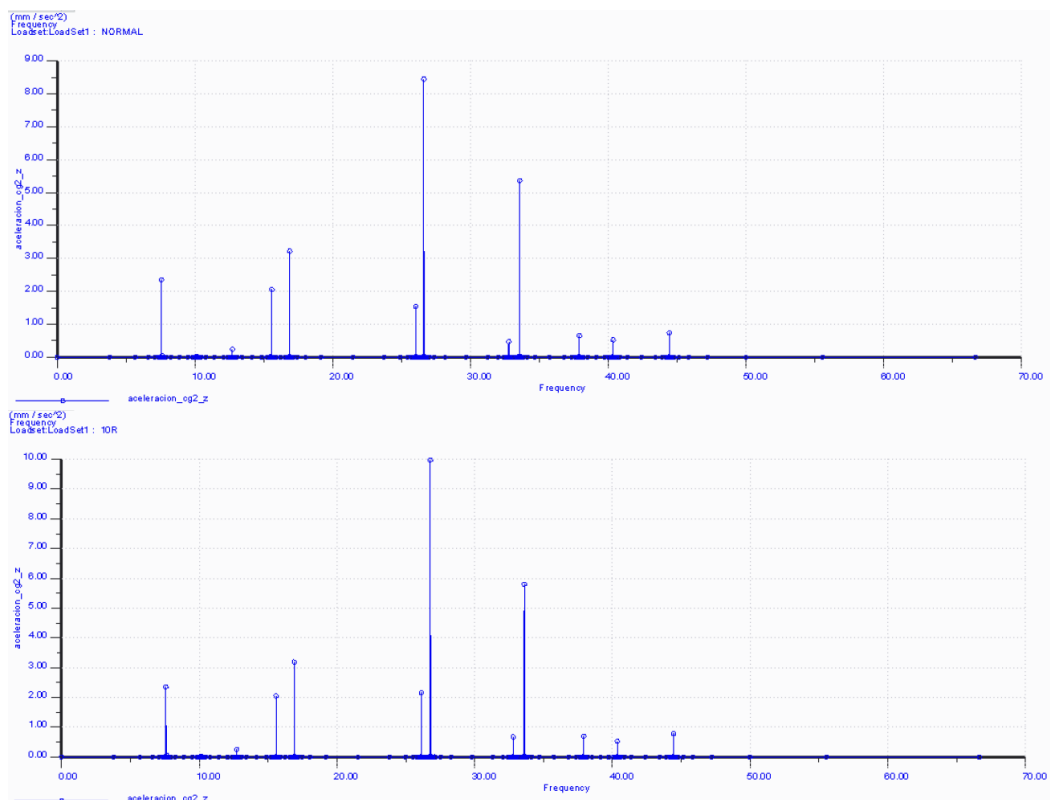


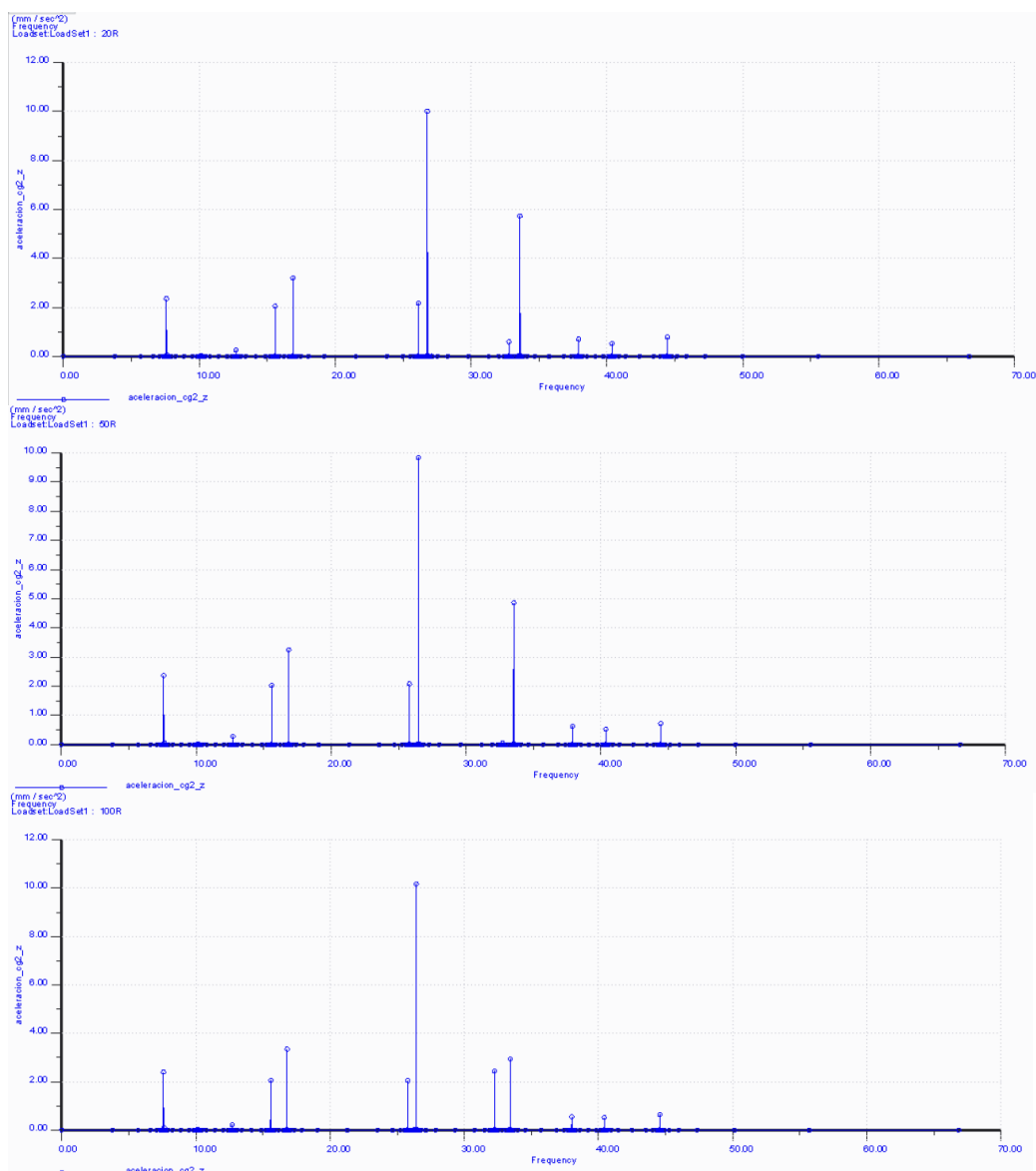
- Análisis de frecuencia en caja de grasa 2 en coordenada “y”:





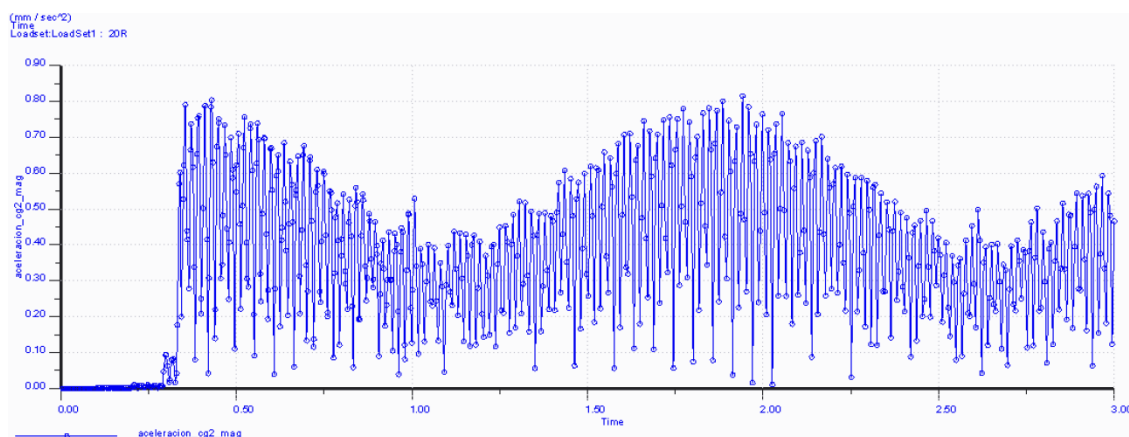
- Análisis de frecuencia de caja de grasa 2 en coordenada “z”:



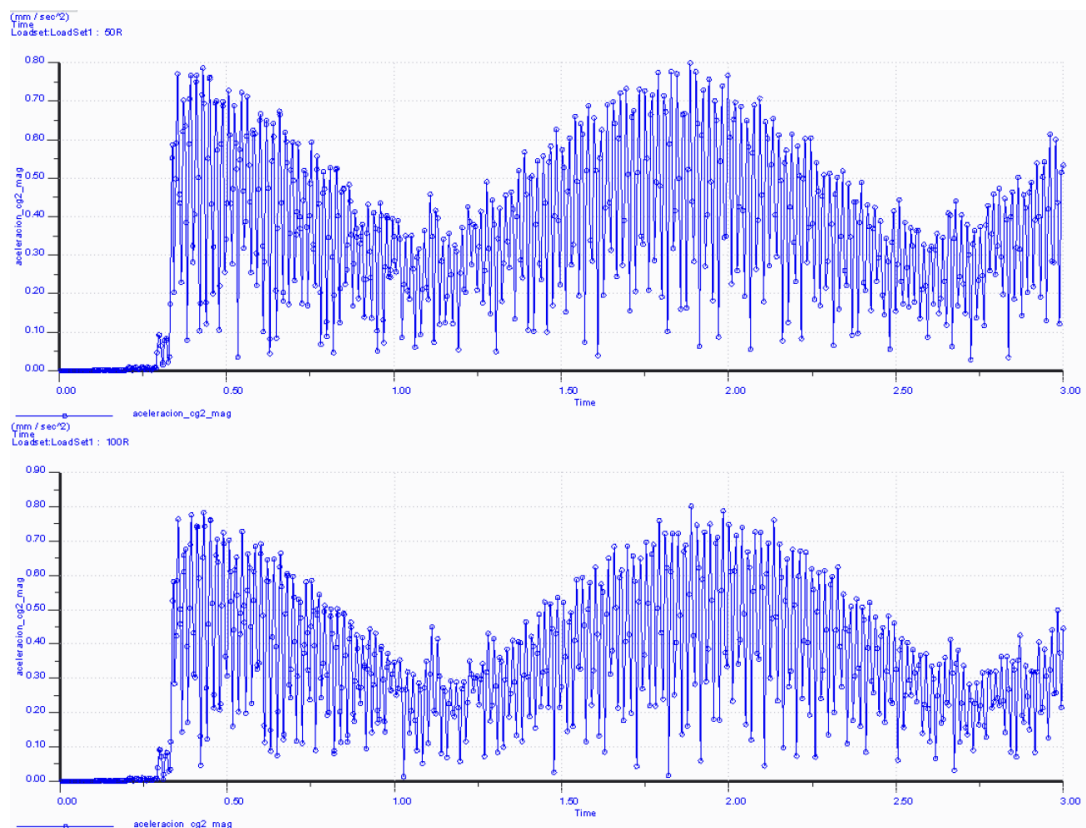


## Análisis transitorios no incluidos en resultados

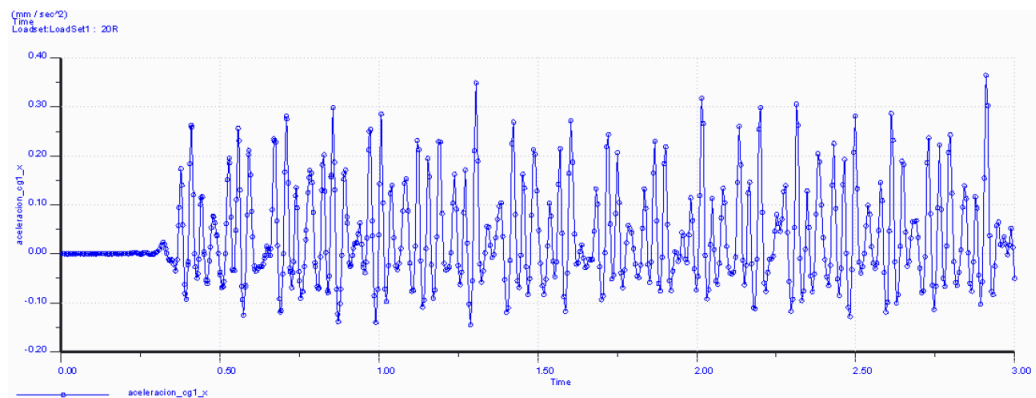
- Aceleración en magnitud caja de grasa 2:



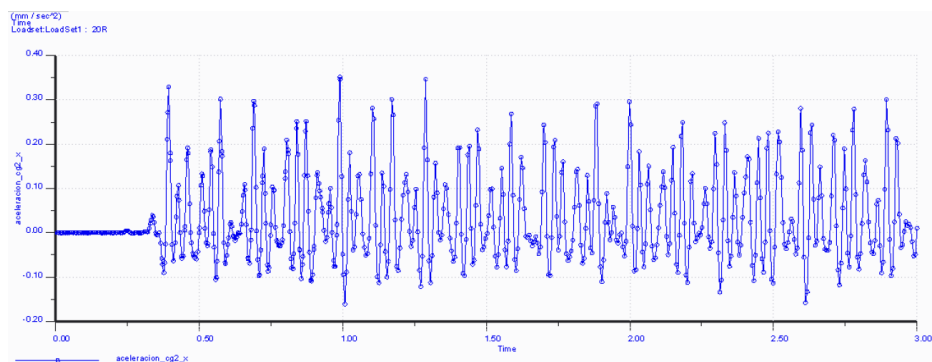
## Estudio de la interacción Carril-Bogie V



- Coordenada x caja de grasa 1 caso del 20 %

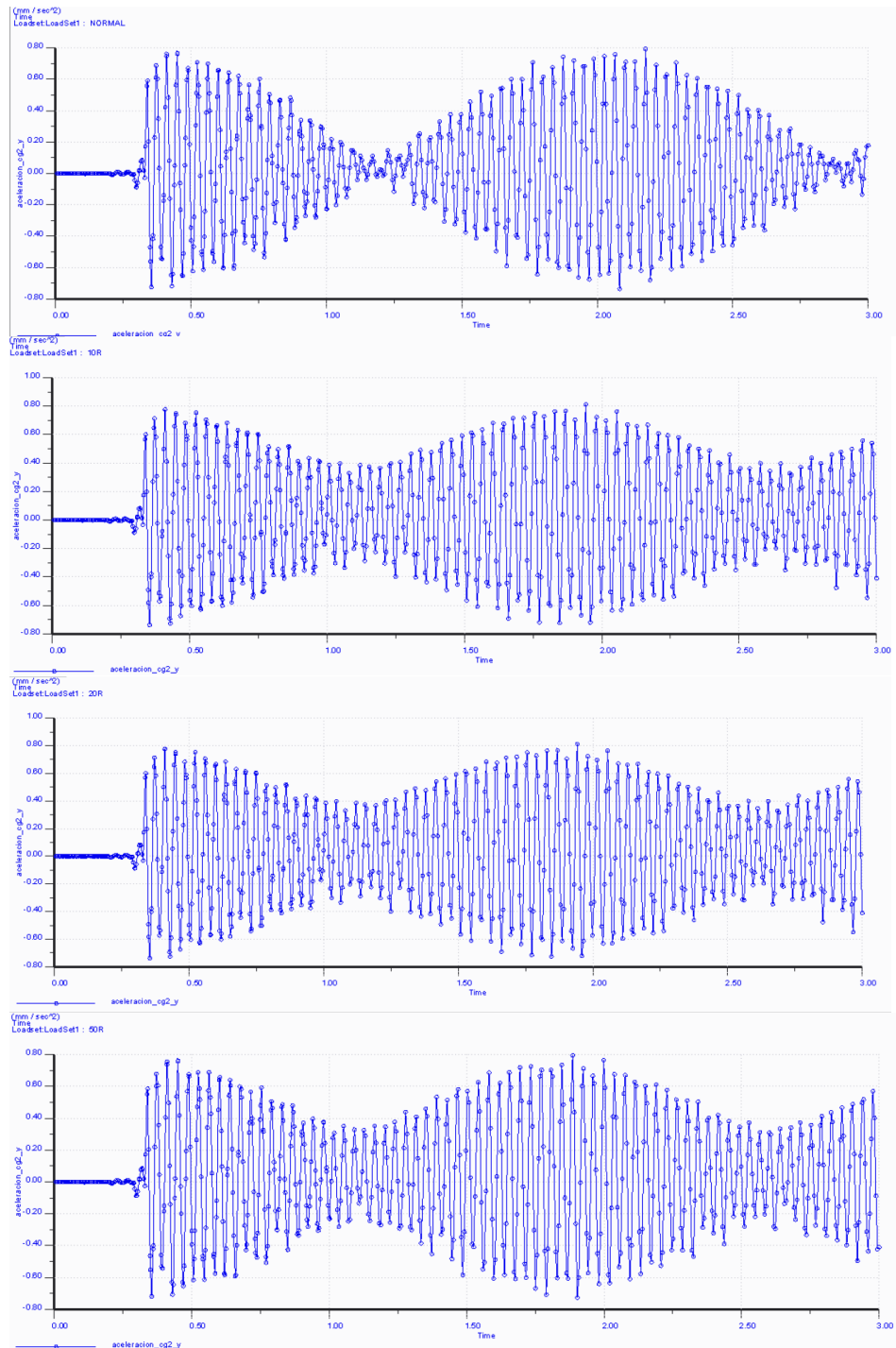


- Coordenada "x" en caja de grasa 2:



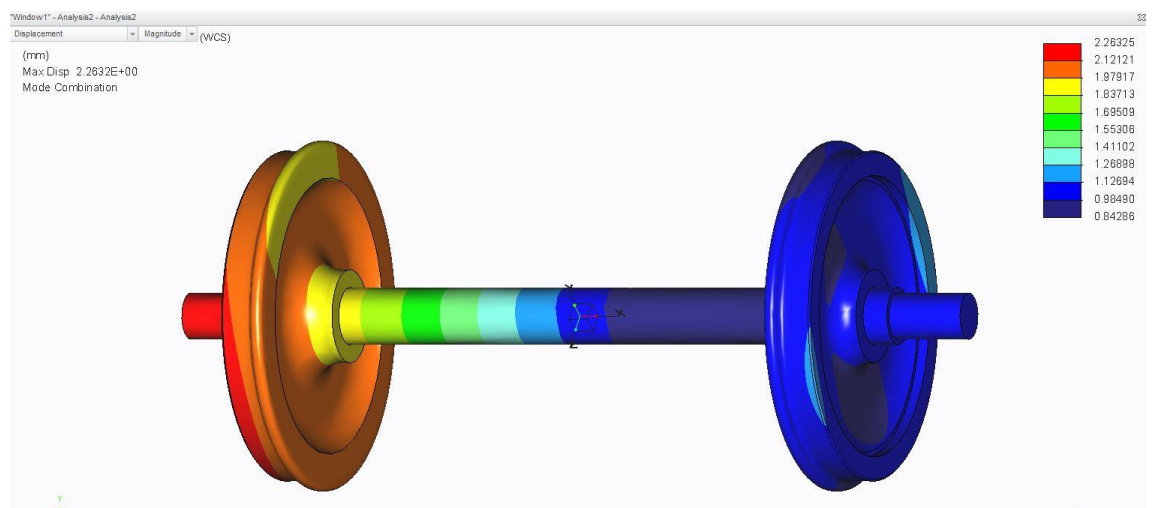
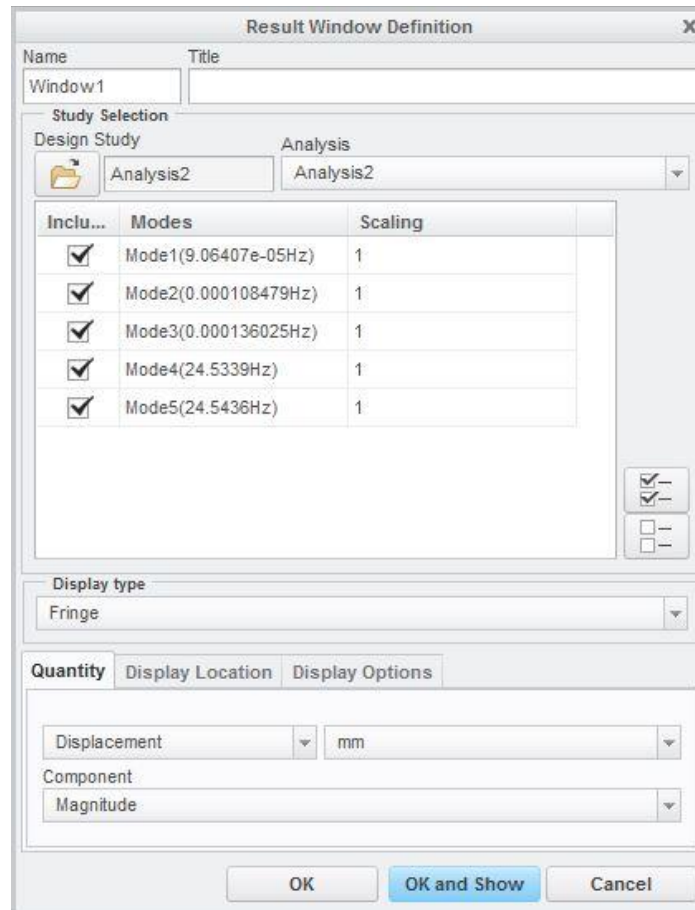
## Estudio de la interacción Carril-Bogie V

- Análisis transitorio de coordenada “y” en caja de grasa 2:



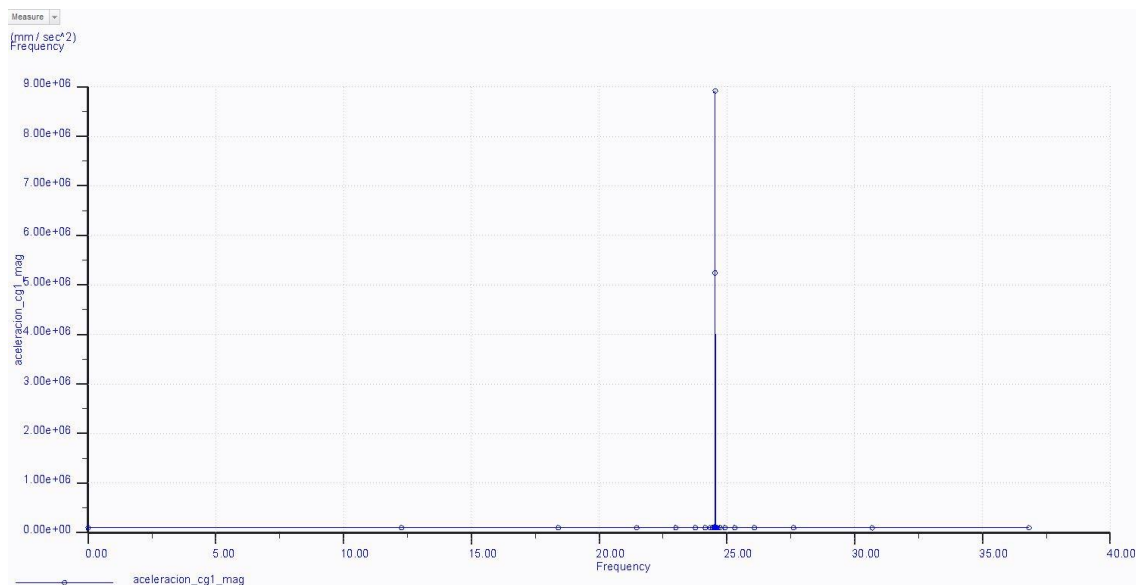
## Estudio del eje solo

- Análisis modal





- Análisis de frecuencia cg1



- Análisis de frecuencia cg2

